

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Алексейк Ольга Сергіївна

УДК 536.24

ДИСЕРТАЦІЯ
ТЕПЛООБМІН ПРИ КИПІННІ НА ГЛАДКИХ ТА ПОРИСТИХ
ПОВЕРХНЯХ В УМОВАХ ОБМЕЖЕНОГО ПРОСТОРУ

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____/Алексейк О.С./

Науковий керівник Кравець Володимир Юрійович, д.т.н., с.н.с.

Київ – 2021

АНОТАЦІЯ

Алексейк О.С. Теплообмін при кипінні на гладких та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика». – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2021.

Дисертаційна робота присвячена вивченню закономірностей та характеристик процесу теплообміну при кипінні на метало-волокнистих пористих поверхнях в умовах обмеження простору над поверхнею теплообміну.

У вступі обґрунтовано актуальність роботи, вказана мета та основні задачі, об'єкт та предмет досліджень, наведені методи досліджень, представлена наукова новизна та практичне значення отриманих результатів, надана інформація щодо особистого внеску здобувача та апробацію результатів роботи, приведені основні публікації здобувача, описана структура та обсяг дисертаційної роботи.

У першому розділі описані існуючі моделі кипіння на гладкій та пористій поверхнях. Також проведено огляд сучасного рівня експериментальних досліджень процесів кипіння на метало-волокнистих, сіткових, порошкових, конструкційних та нанопористих капілярних структурах. Показано особливості впливу основних характеристик таких структур на інтенсивність теплообміну при кипінні на них, а також на критичну густину теплового потоку. Виявлені деякі протиріччя між описаними в літературі результатами досліджень. Наведено порівняльний

аналіз найбільш використовуваних типів пористих структур. На основі проведеного аналізу було обрано один з найбільш перспективних типів – метало-волокнисті капілярні структури. Крім цього виконано постановку задачі дослідження.

У другому розділі описано конструкцію робочої камери та основні системи дослідного стенду, зокрема системи створення та забезпечення постійності умов дослідження, системи підведення та вимірювання теплового навантаження та системи збору даних. Наведено опис конструкцій робочих елементів трьох типів: для дослідження кипіння на гладких поверхнях малого розміру (І тип); на гладких поверхнях значного розміру (ІІ тип); на пористих поверхнях значного розміру (ІІІ тип). Представлені характеристики структур, що були досліджені в даній роботі. Описані методики обробки дослідних даних та результати розрахунку похибок експериментальних досліджень. Проведено перевірку достовірності методики експериментальних досліджень шляхом співставлення отриманих результатів із даними, опублікованими іншими авторами.

У третьому розділі представлені результати експериментальних досліджень температурних характеристик поверхонь та визначена інтенсивність теплообміну при кипінні в залежності від теплового навантаження, розмірів поверхні та характеристик покриття (розмірів волокон, пористості та товщини), а також висоти обмеженого об'єму рідини над поверхнею. Показано, що вплив обмеженості простору на інтенсивність теплообміну при кипінні на гладкій поверхні проявляється при висотах менше $4 \cdot l_c$ (де l_c – капілярна стала), а характер впливу значною мірою залежить від густини теплового потоку, що відводиться. В той же час, отримані експериментальні дані показали, що для пористих структур ця висота становить $(7-9) \cdot l_c$ і суттєво залежить від розмірів волокон і пористості капілярної структури. Було встановлено, що зменшення відстані між пористою та обмежуючою поверхнями може призвести до зниження

інтенсивності теплообміну на 20-30% в порівнянні з кипінням на пористій структурі у великому об'ємі. Співставлення отриманих даних свідчить про те, що за будь-яких умов тепловідведення застосування пористого покриття призводить до інтенсифікації теплообміну у порівнянні з кипінням на гладкій поверхні в аналогічних умовах в 1,5-3 рази.

У четвертому розділі представлено фізичну модель теплообміну при кипінні на пористій поверхні в умовах обмеженого простору. Виділено чотири основних режими в залежності від інтенсивності тепlopідведення та відстані між пористою та обмежуючою поверхнями: вільно-конвективного теплообміну; кипіння на пористій структурі в умовах її затоплення теплоносієм при відсутності впливу парового утворення у верхній частині робочого простору та при наявності впливу парового утворення; кипіння у пористій структурі в умовах капілярного транспорту теплоносія. Для всіх режимів складено фізичний опис процесів тепломасопереносу.

Також у розділі представлені результати узагальнення експериментальних даних по інтенсивності теплообміну при кипінні на пористих поверхнях. Отримані залежності дозволяють розрахувати інтенсивність теплообміну в залежності від густини теплового потоку, відстані між теплообмінною та обмежуючою поверхнями та ряду характеристик пористого покриття. Середнє відхилення розрахункових даних від експериментальних становить 15%.

У п'ятому розділі наведено методику інженерного розрахунку двофазного теплопередаючого пристрою. Надані рекомендації щодо розрахунків таких пристроїв в залежності від особливостей їх конструкцій та режимних параметрів. Наведені основні критеріальні залежності, рекомендовані для розрахунків окремих складових загального термічного опору. Приведено опис експериментального стенду для визначення теплопередавальних характеристик реальних конструкцій парових камер та методики досліджень та обробки дослідних даних. Проведено співставлення

результатів розрахунку та експериментальних даних, отриманих для реальних конструкцій парових камер, яке показало, що термічний опір таких пристроїв відрізняється не більше ніж на 12%.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Вперше досліджено вплив розмірів волокон, пористості та товщини пористого покриття на інтенсивність процесу кипіння в умовах обмеженого простору;

2. Вперше виявлені три характерні області зміни інтенсивності теплообміну при кипінні в умовах зміни висоти вільного простору над тепловіддаючою поверхнею та встановлено зв'язок границь областей із характеристиками структури та теплоносія, умовами теплопідведення.

3. Розвинуто фізичну модель процесу тепломасопереносу при кипінні на пористих поверхнях в умовах обмеженого простору.

4. Вперше отримані емпіричні залежності для визначення інтенсивності теплообміну при кипінні на пористих поверхнях в умовах обмеженості простору із врахуванням характеристик пористої структури.

5. Розроблено методику інженерного розрахунку двофазного теплопередавального пристрою на прикладі парової камери.

Матеріал дисертації розширює та поглиблює наукові знання про процеси кипіння, які відбуваються на гладких поверхнях та у пористих структурах в умовах обмеженості об'єму вільної рідини над поверхнею.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського.

Результати роботи були використані ПП «НВФ Теплові Технології» при розробці систем охолодження для електронних модулів космічного апарату «MASCOT».

Ключові слова: Двофазна система, кипіння, інтенсивність теплообміну, метало-волокнисті структури, обмежений простір, парова камера, пориста структура, фазове перетворення, фізична модель.

ANNOTATION

Alekseik O.S. Heat transfer at boiling on smooth and porous surfaces in conditions of limited space. – Qualification scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation for the degree of the candidate of technical sciences (PhD) on a specialty 05.14.06 “Technical thermal physics and industrial heat-power engineering”. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” MES of Ukraine, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” MES of Ukraine, Kyiv, 2021.

The dissertation is dedicated to studying of patterns and characteristics of heat transfer process at boiling on felt metal porous surfaces in conditions of limited space above the heat transfer surface.

In introduction, actuality of the work is substantiated, aim of the work, main tasks, object and subject of research are pointed, research methods are listed, scientific novelty and practical significance of the obtained results are presented, information about the personal contribution of the applicant and approbation of work results is given, main publications of the applicant are listed, the structure and volume of the dissertation is described.

In the first chapter the existing models of boiling on smooth and porous surfaces are described. Also review of up to date state of experimental investigation of boiling on porous structures is performed, peculiarities of such structures main characteristics influence on boiling heat transfer intensity are shown. Some contradictions between experimental results described in literature are detected. Comparative analysis of the most usable types of porous structures is given. One of the most perspective type of porous structure – felt metal structures were chosen and the statement of the research problem was done based on the performed analysis.

In the second chapter, design of working chamber and main systems of experimental setup: system of creation and maintaining of constant conditions of

experiments, system of supplying and measuring of heat load and system of data acquisition are described. Description of working elements of three types: for boiling investigation on small smooth surfaces (I type), on large smooth surfaces (II type), on large porous surfaces (III type) is presented. Characteristics of investigated porous structures are listed. Method of experimental data processing is described. Results of experimental investigation errors evaluation are presented. In order to check reliability of research methods comparison of obtained experimental data with literature data was performed.

In the third chapter, results of experimental investigation of heat transfer intensity in dependence on the output heat flux, surface sizes and covering characteristics (such as fibrous sizes, porosity and thickness) and also height of free volume of liquid above the surface are presented. It was shown that influence of space limiting on heat transfer intensity at boiling on the smooth surface takes place at heights less than $4 \cdot l_c$ (where l_c – capillary constant). And character of this influence depends on density of output heat flux. At the same time, obtained experimental data have shown that for porous structures this value is equal to $(7-9) \cdot l_c$ and depends on felt sizes and its porosity. It was found that decreasing of distance between porous and limiting surfaces can lead to decreasing of heat transfer intensity on 20-30% compared to boiling on porous surface in a large volume. Comparison of obtained data has shown that application of porous surface leads to 1,5-3 times increasing of heat transfer intensity compared to boiling on the smooth surface at the same conditions.

In the fourth chapter, physical model of heat transfer at boiling on porous surface at conditions of limited space is presented. Four basic regimes of heat transfer were pointed out in dependence of intensity of heat input and distance between porous and limiting surfaces: free convective heat transfer; boiling on porous surface at conditions of its flooding with heat carrier and absence influence of vapor cloud at the top part of the working space and with presence of this influence; boiling on porous structure at conditions of heat carrier capillary

transport. A physical description of heat and mass transfer processes is made for all regimes.

The results of generalization of experimental data on heat transfer intensity at boiling on porous surface are also presented in this chapter. Obtained equations allow estimation of heat transfer coefficient in dependence of heat flux, height of volume under heat transfer surface and some characteristics of capillary structure. Mean deviation of estimated data from experimental ones is equal to 15%.

In the fifth chapter, method of engineering calculation of a two-phase heat transfer devices is presented. Recommendations for choosing of calculation equations of such devices depending on features of their designs and mode parameters are given. Main criterion equations recommended for evaluation of separate components of overall thermal resistance are presented. Description of experimental setup for heat transfer characteristics of vapor chambers and experimental method is given. Comparison of the calculation results and experimental data for thermal resistance obtained for the actual designs of vapor chambers has shown that these values differ from each other not more than 12%.

Scientific novelty of obtained results:

1. At the first time influence of felt sizes, porosity and thickness of porous covering on heat transfer intensity at boiling in conditions of limited space was investigated.
2. At the first time three characteristic areas of heat transfer coefficient changing at boiling in conditions of changing of height of free space above the heat transfer surface were found. Connection between the borders of the areas and characteristics of the porous structure and heat carrier, heat input conditions was also found at the first time.
3. Physical model of heat transfer process at boiling on porous surface at limited space conditions was modified.
4. Empirical equations for calculation of heat transfer intensity at boiling on smooth and porous surfaces at conditions of limited space with taking into account of surfaces characteristics were obtained.

5. Method of engineering calculation of two-phase heat transfer devices is proposed.

The dissertation material expands and deepens scientific knowledge on boiling processes taking place at smooth and porous surfaces at conditions of limited volume of liquid above the surface.

The dissertation materials are applied in educational process at Heat power engineer department of Igor Sikorsky KPI.

Results of work were applied at ПП «НВФ Теплові Технології» during development of cooling systems for electronic modules of space apparatus “MASCOT”.

Key words: Two-phase system, boiling, heat transfer coefficient, felt metal structures, limited space, vapor chamber, porous structure, phase change, physical model.

Публікації, в яких представлені основні наукові результати дисертації:

1. Кравец В.Ю., Алексеик О.С., Копчевская И.А. Интенсивность теплоотдачи при кипении на поверхности малого размера. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*. 2012. №1, с. 49-53. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз Ulrich's Periodicals Directory, CrossRef, DOAJ, Google Scholar.

2. Кравец В. Ю., Алексеик О.С. Влияние стесненных условий на интенсивность теплоотдачи при кипении на пористой поверхности. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2012. №4/8 (58), с. 24-27. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз CrossRef, Index Copernicus, EBSCO, DOAJ, Google Scholar , ROAD та ін.

3. V.Y. Kravets, O.S. Alekseik. Boiling Heat-Transfer Intensity on Small-Scale Surface. *International Review of Mechanical Ingeneering*. 2012. Vol. 6 N. 3, Part A., PP. 479-484. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз

CSA/CIG, EBSCO Information Services, SCOPUS, Google Scholar, ProQuest, CAB Abstracts, CAS Database

4. Кравець В. Ю., Алексеїк О.С. Фізична модель процесу кипіння на пористій поверхні в обмежених умовах. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2013. №4/8 (64), с. 26-31. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз CrossRef, Index Copernicus, EBSCO, DOAJ, Google Scholar, ROAD та ін.

5. Алексеїк О.С. Влияние характеристик пористой структуры на интенсивность кипения в тепловой трубе. *Технологічний аудит та резерви виробництва. Наукові підсумки*. 2013. № 6/5 (14), с. 29-31. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз

6. Кравець В.Ю., Алексеїк О.С. Теплоотдача при кипении на гладких и пористых поверхностях в условиях ограниченного объема. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2014. №1/8 (67), с. 3-6. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз CrossRef, Index Copernicus, EBSCO, DOAJ, Google Scholar, ROAD та ін.

7. Кравець В.Ю., Лебедь Н.Л., Алексеик О.С., Баскова А.А. Влияние свойств капиллярной структуры на интенсивность теплоотдачи при кипении в ограниченном объеме. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2015. №2 (8), с. 42-46. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз CrossRef, Index Copernicus, EBSCO, DOAJ, Google Scholar, ROAD та ін.

8. V. Kravets, Ye. Alekseik, O. Alekseik S. Khairnasov, V. Baturkin, T Ho, L. Celotti. Heat pipes with variable thermal conductance property for space applications. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017. #6(31), PP. 2613-2620. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз Web of Science, SCOPUS, INSPEC, Google Scholar, CNKI, Current Contents/Engineering, EBSCO Academic Search, EI Compendex, Expanded Academic, Gale та ін.

Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

9. Кравец В.Ю., Алексеик О.С. Интенсивность теплоотдачи при кипении на развитых поверхностях теплообмена. *«Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*. зб. тез доп. VIII міжнар. наук.-практ. конф., Київ, 2010. (м. Київ, 22 – 25.04.2010 р.) С. 94

10. Кравец В.Ю., Алексеик О.С. Кипение на поверхности малого размера. *«Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*. зб. тез доп. IX міжнар. наук.-практ. конф., Київ, 2011. (м. Київ, 22 – 25.04.2011 р.) С. 125

11. Кравец В.Ю., Алексеик О.С. Интенсивность теплоотдачи при кипении на поверхности малого размера. *«Современные информационные и электронные технологии»* зб. тез доп. XII міжнар. наук.-практ. конф., Одеса, 2011 (м. Київ, 22 – 25.04.2011 р.) с. 227

12. Кравец В.Ю., Алексеик О.С. Исследование интенсивности теплоотдачи в зоне нагрева миниатюрной тепловой трубы. *«Современные информационные и электронные технологии»* зб. тез доп. XIII міжнар. наук.-практ. конф., Одеса, 2012 (м. Київ, 22 – 25.04.2012 р.) с. 207

13. Алексеїк О.С., Лебедь Н.Л., Баскова О.О. Вплив обмежених умов на інтенсивність теплообміну при кипінні на гладких горизонтальних поверхнях. *«Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*. зб. тез доп. XI міжнар. наук.-практ. конф., Київ, 2013. (м. Київ, 22 – 25.04.2013 р.) С. 125

14. Кравец В.Ю., Хайрмасов С.М., Алексеик Е.С., Алексеїк О.С., Мельник Р.С. Влияние характеристик пористой структуры на теплопередающие способности миниатюрных тепловых труб. *«Современные информационные и электронные технологии»* зб. тез доп. XV міжнар. наук.-практ. конф., Одеса, 2014

15. V. Kravets, Ye. Alekseik, O. Alekseik, S. Khairnasov, V. Baturkin, T. Ho, L. Celotti. Heat pipes with variable thermal conductance property developed for space. *Joint 18th IHPC and 12th IHPS*; Jeju, Korea; 16.06.2016

16. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Алексеик Е.С., Алексеик О.С., Мельник Р.С. Система обеспечения температурного режима электронного

блока космического зонда. *Сб. трудов XIX Межд. научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 28 мая – 1 июня, 2018, с. 95-96.

17. Алексеїк О.С., Михайлик В.Ю. Система охолодження електронних елементів ноутбука на основі теплових труб; . *XVII Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, Київ, 2019, с. 108.

18. Алексеїк О.С., Царенко В.О. Охолодження комп'ютерної техніки за допомогою теплових труб; . *XVIII Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, Київ, 2020, с. 105.

ЗМІСТ

Перелік умовних познач	15
Вступ	18
1 Сучасний стан досліджень процесів кипіння на пористих поверхнях	23
1.1 Фізичні моделі процесу кипіння на гладких та пористих поверхнях	23
1.2 Експериментальне дослідження теплообміну при кипінні на пористих структурах	30
1.3 Розрахунок інтенсивності теплообміну при кипінні на поверхні капілярно-пористих структур	55
1.4 Постановка задач дослідження	64
2 Експериментальна установка і методика досліджень	66
2.1 Опис експериментальної установки	66
2.2 Методика досліджень	76
2.3 Методика обробки експериментальних даних	78
2.4 Аналіз похибок	83
2.5 Перевірка коректності методики отримання дослідних даних	88
3 Характеристики кипіння для гладких та пористих поверхонь в умовах обмеженого простору	90
3.1 Температурні характеристики поверхонь теплообміну при кипінні в обмежених умовах	90
3.2 Інтенсивність теплообміну при кипінні на гладких поверхнях	98
3.3 Інтенсивність теплообміну при кипінні на пористих структурах	102
3.4 Висновки до розділу	112
4 Закономірності теплообміну при кипінні на плоских та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору	114
4.1 Фізична модель процесу кипіння в умовах обмеженого простору	114
4.2 Узагальнення результатів досліджень з інтенсивності теплообміну при кипінні на гладких та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору	126
4.3 Висновки до розділу	132

5 Інженерна методика розрахунку характеристик двофазних теплоопередавальних пристроїв	134
5.1 Парові камери	134
5.2 Методика інженерного розрахунку парових камер.....	136
5.3 Співставлення результатів розрахунків з дослідними даними для реальних конструкцій	143
5.4 Висновки до розділу	149
Висновки	150
Перелік джерел посилань	153
Додаток А. Вибірка експериментальних даних для визначення випадкової похибки вимірювання температури	167
Додаток Б. Акти впровадження результатів дисертаційної роботи.....	168
Додаток В. Список публікацій здобувача за темою дисертації	171

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАК

D, d – діаметр, м;
 F – площа, м^2 ;
 K – повна проникність пористої структури, м^2 ;
 L – довжина, м;
 Q – теплова потужність, Вт;
 R – термічний опір, К/Вт ;
 T – температура, К;
 W – вологість;
 a – коефіцієнт температуропровідності, $\text{м}^2/\text{с}$; коефіцієнт;
 b – коефіцієнт;
 c – теплоємність, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;
 f – площа поперечного перерізу, м^2 ;
 h – висота, м;
 k – теплова провідність, Вт/К ;
 l – характерний розмір, капілярна постійна, м;
 m – параметр ребра, $1/\text{м}$;
 p – тиск, Па;
 q – густина теплового потоку, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
 r – радіус, м; теплота пароутворення, $\text{Дж}/\text{кг}$;
 w – швидкість, $\text{м}/\text{с}$;
 α – коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
 β – об'ємний коефіцієнт розширення, $1/\text{К}$;
 δ – товщина, м;
 λ – коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, $\text{Па} \cdot \text{с}$;
 ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$;
 ρ – густина, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 σ – коефіцієнт поверхневого натягу, $\text{Н}/\text{м}$;

τ – час, с;

υ – надлишкова температура, К;

ψ – параметр;

Π – пористість.

Безрозмірні комплекси

$$Bo = \frac{d}{l_c} - \text{число Бонда};$$

$$Da = \frac{K}{L^2} - \text{число Дарсі};$$

$$Ja = \frac{c_p \cdot \Delta T}{r} \frac{\rho'}{\rho''} - \text{число Якоба};$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} - \text{число Нусельта};$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} - \text{число Прандтля};$$

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu \cdot a} - \text{число Релея};$$

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} - \text{число Рейнольдса};$$

$$We^* = \frac{\sigma^2 \cdot r}{q^2 \cdot \delta_{KC}^2} - \text{модифіковане число Вебера}.$$

Індекси

max – максимальний;

min – мінімальний;

відв – відведений;

втр – втрати;

е – елемент;
ек – еквівалентний;
еф – ефективний;
к – конденсація;
кар – каркасна;
кон – конвекція;
кпс – капілярно-пориста структура;
м – масові сили;
н – нагрів;
п – пара;
підв – підведений;
р – рідина;
с – структура;
хм – хмара;
ш – шайба.

Скорочення

КПС – капілярно-пориста структура;
КС – капілярна структура;
МВКС – метало-волокниста капілярна структура;
ПК – парова камера;
ТТ – теплова труба;
ЦПУ – центр пароутворення.

ВСТУП

Актуальність роботи. Активний розвиток електронної, комп'ютерної та багатьох інших галузей потребує розробки нових, більш ефективних методів відведення теплоти від тепловиділяючих елементів. Одним із таких методів є покриття поверхні, що охолоджується, капілярними структурами.

Нанесення капілярно-пористих покриттів на поверхню нагріву дозволяє значно збільшити інтенсивність теплообміну при кипінні і у ряді випадків збільшити максимальну допустиму густину теплового потоку у порівнянні з гладкими технічними поверхнями.

Покриття із пористих структур широко застосовуються в елементах систем охолодження радіоелектронної, космічної апаратури, енергетичних установок [1-3]. Зокрема, вони знайшли застосування в якості капілярних структур у двофазних теплопередаючих пристроях, наприклад, звичайних, мініатюрних, газорегульованих, контурних теплових трубах [4-7], парових камерах [8-10]. Проте кипіння теплоносія в таких пристроях відбувається в умовах обмеженого простору над тепловиділяючою поверхнею, що здійснює суттєвий вплив як на процеси тепло- і масопереносу, так і на інтенсивність теплообміну. Існуючі на даний час залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при кипінні на пористих поверхнях були отримані для умов великого об'єму. Тому спроби їх застосування для розрахунку інтенсивності теплообміну в зоні нагріву двофазних теплопередаючих пристроїв дають значну похибку, що ускладнює процес проектування таких пристроїв. Звідси випливає необхідність дослідження процесів кипіння на пористих структурах в умовах обмеженого простору.

Мета та задачі дослідження. Метою дослідження є визначення інтенсивності теплообміну при кипінні на технічно гладких поверхнях та пористих структурах в умовах обмеженості зовнішнього простору і для різних характеристик цих структур. Для досягнення цієї мети були поставлені *такі задачі*:

- 1) модифікувати дослідну установку з метою створення умов обмеженості при дослідженні кипіння;
- 2) розробити методику експериментального дослідження процесу теплообміну при кипінні на капілярно-пористих структурах та методику обробки експериментальних даних;
- 3) експериментально дослідити основні характеристики процесу кипіння на пористих поверхнях;
- 4) розвинути фізичні уявлення про механізм процесу кипіння на пористих структурах в умовах обмеженого простору;
- 5) отримати залежності, які дозволяють з достатньою для інженерних розрахунків точністю, визначати значення коефіцієнтів теплообміну при кипінні на пористих поверхнях з врахуванням впливу обмеженості умов.

Об'єктом дослідження є процес теплообміну при кипінні на гладких поверхнях та капілярно-пористих структурах.

Предметом дослідження є характеристики теплообміну при кипінні на гладких та пористих поверхнях та механізми тепломасопереносу в таких процесах.

Методи дослідження. При розв'язанні вищевказаних задач були використані методи експериментального визначення характеристик кипіння та аналітичне дослідження процесів тепломасообміну.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Дисертація виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». Тематика дисертаційної роботи відповідає пріоритетному напрямку розвитку науки і техніки «Енергетика і енергоефективність» (Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки: Закон України від 11.06.2001 р. № 2623-III. Дата оновлення: 16.01.2016. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2623-14#Text> (дата звернення: 23.01.2021) і тісно пов'язана з дослідженням характеристик теплообміну в теплових трубах і парових камерах та розробкою високоефективних

теплопередавальних систем на їх основі. Матеріали дисертаційної роботи входили до складу науково-дослідницьких програм кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», прикладних держбюджетних науково-дослідних робіт «Фізичні процеси теплообміну при мініатюризації випарно-конденсаційних систем термостабілізації» (номер державної реєстрації 0112U001656), «Процеси генерації пари новітніх теплоносіїв в замкнених мініатюрних випарно-конденсаційних системах космічного призначення» (номер державної реєстрації 0218U000012), «Процеси тепломасообміну і гідродинаміки у мініатюрних двофазних теплопередаючих системах» (номер державної реєстрації 0118U003539), які виконувались за тематичним планом науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

1 Вперше досліджено вплив розмірів волокон, пористості та товщини пористого покриття на інтенсивність процесу кипіння в умовах обмеженого простору.

2 Вперше виявлені три характерні області зміни інтенсивності теплообміну при кипінні в умовах зміни висоти вільного простору над тепловіддаючою поверхнею та встановлено зв'язок границь областей із характеристиками структури та теплоносія, умовами теплопідведення.

3 Розвинуто фізичну модель процесу тепломасопереносу при кипінні на пористих поверхнях в умовах обмеженого простору.

4 Вперше отримані емпіричні залежності для визначення інтенсивності теплообміну при кипінні на пористих поверхнях в умовах обмеженості простору із врахуванням характеристик пористої структури.

5 Розроблено методику інженерного розрахунку двофазного теплопередавального пристрою на прикладі парової камери.

Матеріал дисертації розширює аспекти наукових знань про процеси кипіння на пористих та гладких поверхнях.

Практичні значення результатів роботи. Отримані результати допомагають зрозуміти механізми тепломасообміну при кипінні на гладких та пористих поверхнях, виявити фактори, що впливають на дані механізми, та можуть бути використані для обґрунтування технічних рішень при проектуванні різноманітних систем тепловідведення і передачі теплоти з використанням капілярно-пористих структур в радіоелектронному та комп'ютерному, енергетичному та промисловому обладнанні.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського при підготовці студентів спеціальності 144 Теплоенергетика.

Результати роботи були використані ПП «НВФ Теплові Технології» при розробці систем охолодження для електронних модулів космічного апарату «MASCOT».

Особистий внесок здобувача. Наукові результати, приведені у дисертаційній роботі, отримані особисто автором або при його безпосередній участі: створення експериментального стенду та дослідних зразків, проведення експериментальних досліджень, аналіз дослідних даних та виявлення впливу характеристик поверхонь і структур на процес кипіння в обмежених умовах, отримання узагальнюючих залежностей для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі, створення фізичної моделі кипіння на пористій структурі в умовах обмеженого простору; створення методики розрахунку двофазних теплопередавальних пристроїв, підбір розрахункових залежностей, проведення експериментальних досліджень і обробка отриманих даних по визначенню термічного опору парових камер.

Апробація роботи. Матеріали дисертаційної роботи доповідались на VIII-й, IX-й, XI-й, XVII-й та XVIII-й Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (Україна, м. Київ, квітень 2010 р., квітень 2011 р., квітень 2013 р., квітень 2019 р. та квітень 2020 р.), XII-й, XIII-й, XV-й та XIX-й Международной научно-практической конференции

«Современные информационные и электронные технологии» (Україна, м. Одеса, травень 2011 р, червень 2012 р., травень 2013 р. та червень 2018 р.), на спільній 18-й Міжнародній конференції «ІНРС» та 12-ому Міжнародному симпозіумі «ІНРС» (Корея, м. Чеджу, червень 2016 р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 18 наукових праць, у тому числі 7 статей у наукових фахових виданнях (з них 2 статті у виданнях іноземних держав, які входять до наукометричної бази SCOPUS (країни ЄС); 5 статей у наукових фахових виданнях України), 1 стаття в інших виданнях, 10 тез доповідей та матеріалів конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів та переліку використаних джерел з 122 найменувань. Загальний обсяг роботи складає 173 сторінки тексту, з них 89 рисунків та 8 таблиць, 3 додатки.

1 СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ КИПІННЯ НА ПОРИСТИХ ПОВЕРХНЯХ

1.1 Фізичні моделі процесу кипіння на гладких та пористих поверхнях

1.1.1 Кипіння на гладкій поверхні

Основи теорії кипіння на гладких поверхнях викладені в відомих роботах Нукіяма Ш. [11], Толубінського В.І. [12, 13], Кутателадзе С.С. [14] та ін. [15-18]. В подальшому значна кількість експериментаторів досліджували характеристики кипіння та механізми утворення, росту та відриву парових бульбашок, як на поодиноких (рис. 1.1), так і на множинних центрах пароутворення (рис. 1.2), розвиваючи, доповнюючи та уточнюючи теорію [19-30].

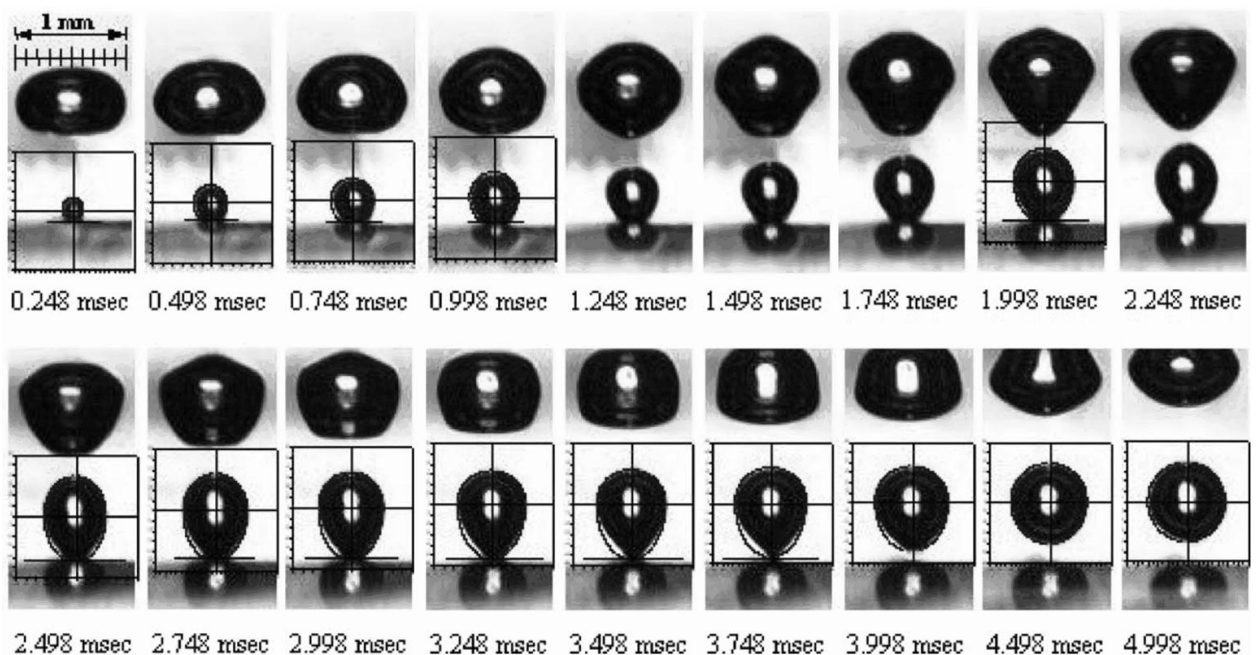


Рисунок 1.1 – Процес росту парової бульбашки на поодинокому центрі пароутворення [21]

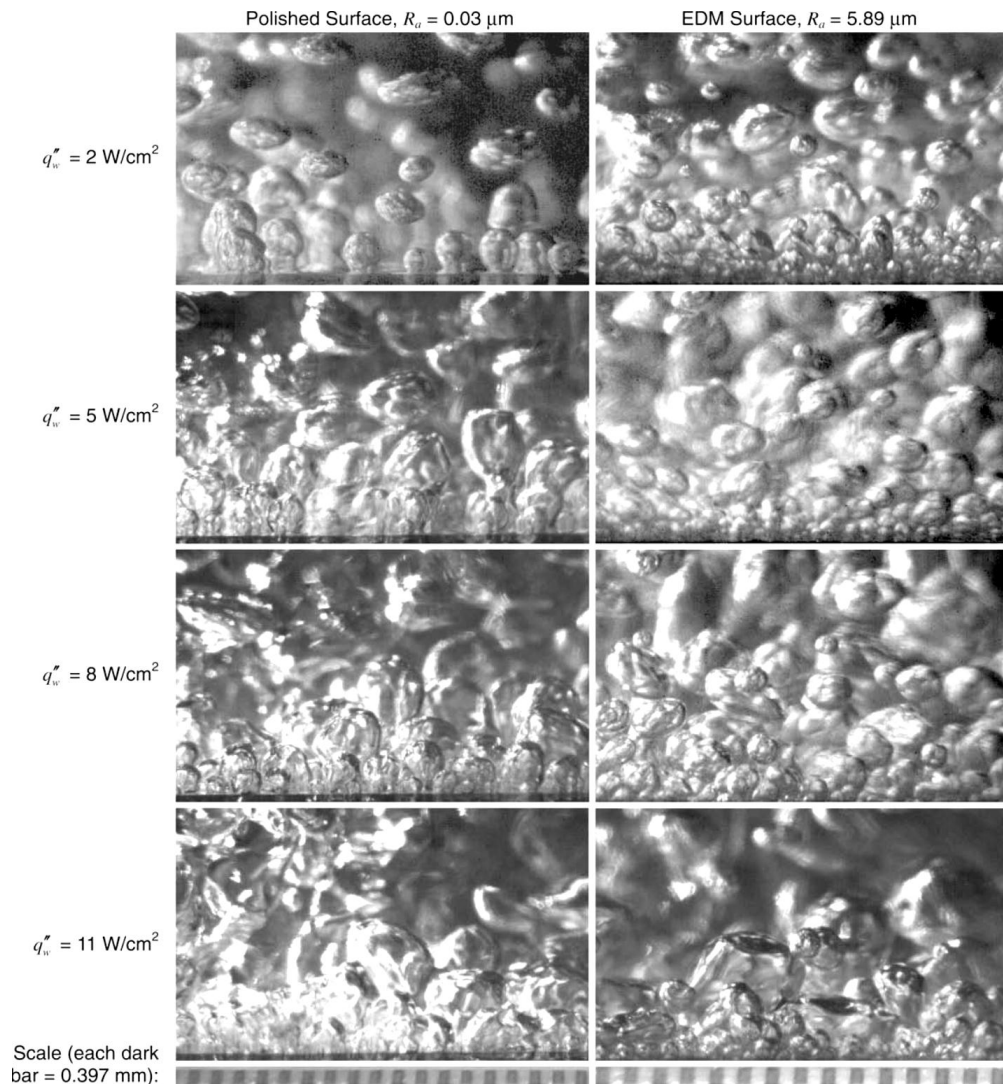


Рисунок 1.2 – Кипіння на технічно гладкій поверхні та на поверхні з модульованою шорсткістю [23]

Загальні уявлення про механізм утворення парової бульбашки на гладких поверхнях наведені в [12, 19, 21, 25-27, 30]. Дослідники стверджують, що після створення умов, необхідних для активації центра пароутворення, починається зростання зародку парової бульбашки всередині мікрозападини (рис. 1.3 а). Збільшення розміру зародку відбувається через зростання тиску всередині нього за рахунок нагріву поверхні. Після виходу парового зародку в об'єм рідини розпочинається активне випаровування на границі розподілу фаз всередину бульбашки, оскільки рідина в пристінному шарі знаходиться в перегрітому стані. При цьому випаровування відбувається із тонкого мікро-шару рідини який знаходиться біля основи

бульбашки (рис. 1.3 б, в). Рідина, що знаходиться у макро-області за рахунок дії капілярних сил підтікає у мікро-шар. Пара що знаходиться всередині бульбашки є нерухомою і вона не обмінюється теплотою із рідиною у макро-області за умови, що вся рідина знаходиться в стані насичення [30].

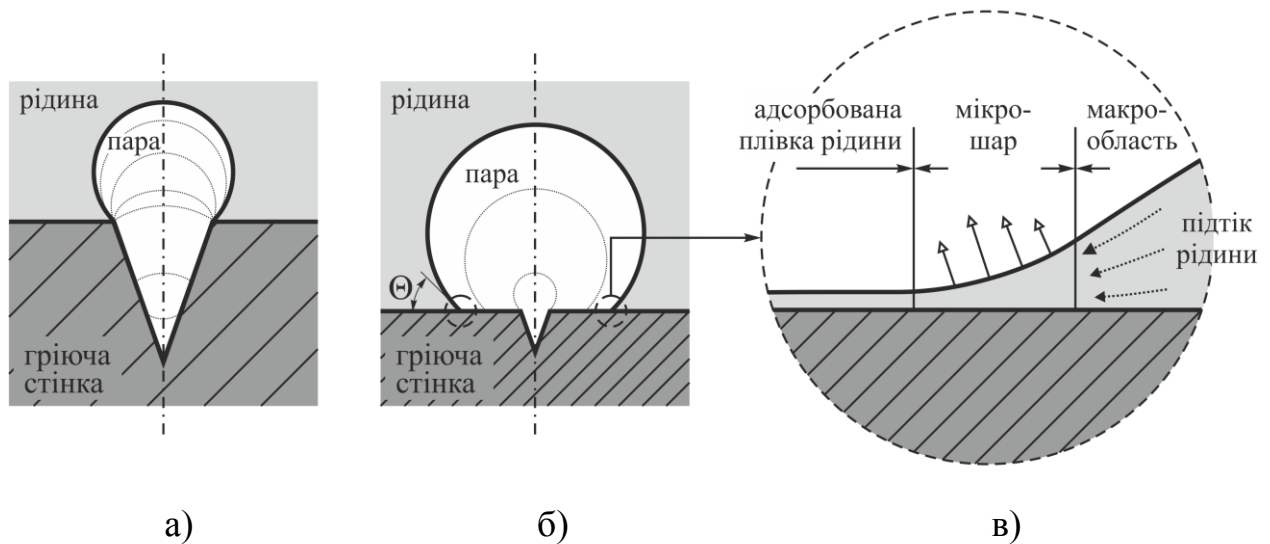


Рисунок 1.3 – Схематичне зображення розвитку парового зародку (а) парової бульбашки (б) і механізм тепломасообміну у ній (в) [12, 27]

При зростанні бульбашки її основа виходить за межі центру пароутворення, і під нею виникає суха пляма, що призводить до зростання локальної температури поверхні. При збільшенні бульбашки, відповідно, збільшуються підйомні сили що діють на неї, і при досягненні певного розміру бульбашка вільно відривається від поверхні. На думку авторів [27] під паровою бульбашкою на поверхні залишається тонкий шар рідини, що утримується на ній за рахунок адгезії. Після відриву парової бульбашки на її місце підтікає рідина. При чому, вірогідно, саме ця адсорбована плівка рідини сприяє більш легкому змочуванню поверхні під бульбашкою. Після прогріву пристінного шару рідини процес утворення бульбашки повторюється.

1.1.2 Кипіння у капілярно-пористих структурах

Кипіння у капілярно-пористій структурі (КПС) має ряд певних особливостей, що викликано співвідношенням характерних розмірів таких систем і розміром парових бульбашок. Щоб виявити такі особливості, необхідно розглянути деякі фізичні моделі кипіння у пористих структурах, із представлених у літературі.

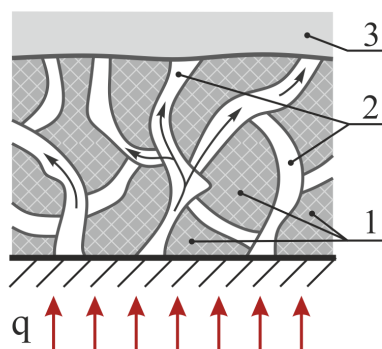
У [31] процес кипіння на КПС описується таким чином. При нагріванні рідини всередині пористого покриття утворюється пара, яка відводиться через крупні пори. Через інші пори за рахунок дії капілярних сил відбувається підсмоктування нових порцій рідини. Автори [31] припускають, що всередині пористої структури знаходяться порожнини з границею розподілу фаз. Оскільки ці порожнини великі в порівнянні з розмірами парових зародків, то випаровування у них буде відбуватися при значно менших перегрівих, ніж при випаровуванні у порожнину парової бульбашки. Рідина, що поступає по капілярам всередину, нагрівається, контактуючи із гранулами пористого покриття. Оскільки капілярна структура має значну поверхню контакту із рідиною, а інтенсивність теплообміну в таких умовах достатньо велика, то прогрівання рідини відбувається досить швидко. На думку авторів [31], саме ці особливості пояснюють той факт, що при кипінні на КПС можливо передати більші теплові потоки при менших температурних напорах.

Фізичні моделі процесу кипіння, представлені у роботах [32-35], подібні між собою, за виключенням деяких несуттєвих аспектів. На думку цих авторів первинними центрами пароутворення на поверхнях із капілярними структурами (КС) можуть бути місця приєднання волокон до поверхні нагріву, причому якісне прикріплення (припікання) КС дозволяє значно збільшити кількість таких потенційних центрів в порівнянні з гладкою технічною поверхнею. Зі зростанням густини теплового потоку додаткові центри пароутворення можуть з'являтися на волокнах на деякому віддаленні від поверхні нагріву, причому можливість їх появи збільшується

при більшому коефіцієнті теплопровідності матеріалу волокна і меншому термічному опорі у місці приєднання КС до поверхні.

Пристінний шар рідини пронизаний КПС, яка інтенсивно підводить теплоту до рідини у порах (рис. 1.4). Температурний напір початку кипіння за рахунок прогрівання пристінного шару зменшується, а кипіння відбувається при менших величинах температурних напорів, ніж на гладкій технічній поверхні через більшу кількість центрів пароутворення і більш сприятливі умови їх активації. Значну роль при цьому відіграє каркасна теплопровідність капілярно-пористого покриття [34].

Підтікання рідини до активного центру пароутворення відбувається за рахунок не лише масових, але й капілярних сил. Зокрема, метало-волокнисті КС (МВСК) завдяки відсутності закритих та тупикових пор мають високу проникність і здатні ефективно транспортувати теплоносії до центру пароутворення – парогенеруючої пори. Крім цього, наявність КПС забезпечує приток перегрітої рідини до основи парогенеруючої пори. Транспорт перегрітої у структурі рідини здійснюється малими рідинними порами, що оточують велику парогенеруючу пору, і забезпечує неперервну генерацію пари в останній, зводячи час «мовчання» центра пароутворення до мінімуму.

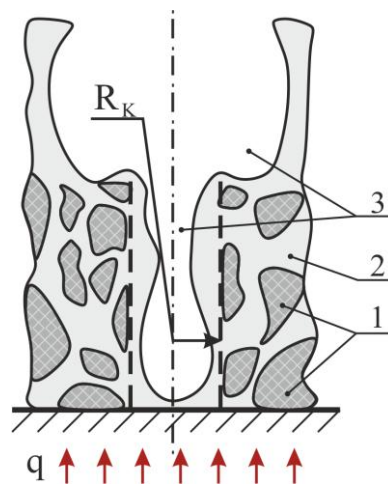


1 – КС насичена рідиною; 2 – парогенеруючі пори; 3 – вільний об'єм рідини

Рисунок 1.4 – Схема процесу кипіння у неупорядкованій КПС при вільному русі рідини [32]

Окрім відведення теплоти парогенеруючими порами, на думку Шаповала А.А. [32], деяка її кількість відводиться випаровуванням з поверхні МВКС – із зростанням густини теплового потоку, через обмеженість транспортної спроможності КПС, вільна поверхня рідини заглиблюються у пористу структуру; при цьому на стінках капілярів виникає мікроплівка рідини, розміри якої суттєві, а інтенсивність випаровування висока.

У [36] представлено інше пояснення процесу кипіння у пористих структурах. На думку авторів, капілярну структуру можна представити як систему циліндричних каналів із середнім радіусом R_k (рис. 1.5). Парова бульбашка зароджується на поверхні теплообміну і розвивається у паровому каналі таким чином, що на внутрішній поверхні каналу зберігається рідинна плівка. Рух рідини та пари протиточні. Надходження рідини до стінки, що обігривається, забезпечується капілярних напором, обумовленим градієнтом концентрацій домішок по довжині каналу. Після відриву парової бульбашки в канал надходить рідина через бокові капіляри у пористій структурі.



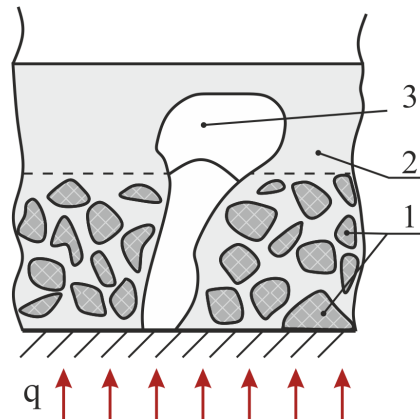
1 – елементи капілярної структури; 2 – рідина; 3 - пара

Рисунок 1.5 – Процес кипіння у порі при наявності рідинної плівки [36]

Дещо уточнено в порівнянні із [36], представлено механізм кипіння в [37]. Згідно [37], підведення рідини до стінки каналу в значній мірі визначається закономірностями капілярної гідродинаміки. Зародження та

початкове збільшення бульбашки пари відбувається у матриці пористої структури. Процес пароутворення має періодичний характер. Зародження парової фази відбувається за рахунок теплоти перегрітої рідини, а подальше збільшення бульбашки – випаровування у парову фазу із плівки у паровому каналі і в околі стінки. Скелет матриці вкритий динамічною плівкою рідини. На зовнішню поверхню рідини діють дотичні напруження з боку пари. Якщо знехтувати залежністю сил поверхневого натягу від концентрації та температур, то рідина у плівці повинна переміщуватися разом із паром, тобто скидатися зі стінки. Дією капілярних сил забезпечується підсмоктування рідини.

Генерація пари в об'ємі пористої структури супроводжується періодичним викидом пари у формі парових бульбашок (рис. 1.6). кожному елементарному акту утворення та відриву бульбашки від пористої поверхні відповідає заповнення рідиною парового каналу та період «мовчання».



1 – елементи капілярної структури; 2 – рідина; 3 – парова бульбашка

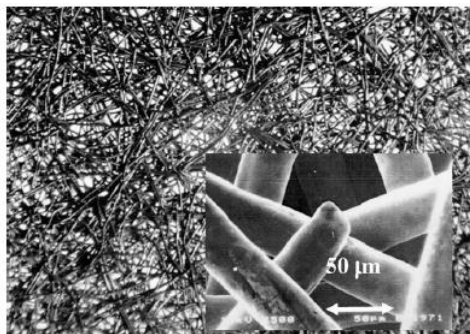
Рисунок 1.6 – Процес викиду пари із пористої структури при кипінні [37]

Аналізуючи представлені у літературі фізичні моделі, можна відмітити, що на даний час не існує єдиної теорії, яка б пояснювала усю повноту явищ, що мають місце при кипінні у капілярно-пористих структурах.

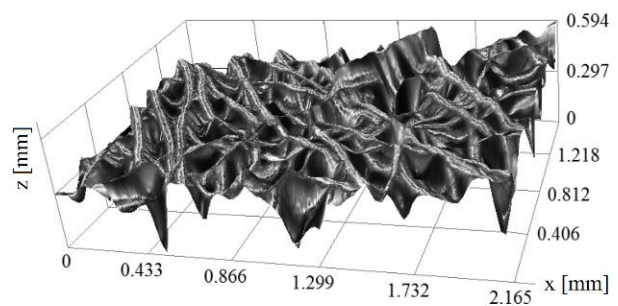
1.2 Експериментальне дослідження теплообміну при кипінні на пористих структурах

1.2.1 Кипіння на метало-волокнистих капілярних структурах

Метало-волокниста капілярна структура представляє собою шар спечених між собою металевих волокон (рис. 1.7). Зазвичай, МВКС виготовляють із мідних, сталевих, алюмінієвих або нікелевих волокон діаметром від 10 до 100 мкм і довжиною від 1 до 10 мм, така КС може мати пористість від 40% до 95% [34, 38].



а)



б)

Рисунок 1.7 – Метало-волокниста капілярна структура під звичайним (а) та 3-D-мікроскопом (б) [47]

Основні переваги МВКС згідно [32-43]:

- 1) порівняно висока каркасна теплопровідність;
- 2) відсутність глухих пор, внаслідок чого простір у структурі є повністю проникним для теплоносія;
- 3) підвищена інтенсивність теплообміну при використанні таких пористих структур на поверхнях в порівнянні з гладкими;
- 4) відносна простота виготовлення;
- 5) можливість нанесення їх на поверхні майже будь-якої форми.

Одним із основних недоліків МВКС є невпорядкованість її структури. Оцінюючи це, важко передбачити вплив характеристик таких КС, зокрема розподілу пор за розмірами, на інтенсивність процесу тепломасопереносу.

Однак цей недолік одночасно є й перевагою МВКС, оскільки через наявність значного розкиду діаметрів пор розширюється діапазон робочих теплових потоків і, як наслідок, область використання таких структур.

Найбільш детальне та систематизоване вивчення впливу характеристик МВКС на інтенсивність теплообміну було проведено в науковій групі Шаповала А.А. [1, 32, 33, 39-42]. Окрім них вивченням даної проблеми займалися Фрідріхсон Ю.В. [43], Wojcik T.M. [38] та інші дослідники [34, 44-47].

Аналізуючи представлені у вищевказаній літературі дані, можна зробити висновки щодо впливу основних характеристик КС на інтенсивність теплообміну при кипінні. Визначено, що при наявності пористої структури, кипіння починається при менших перегрівих теплообмінної поверхні відносно температури насичення теплоносія [32, 34, 38, 40-44, 47]. Це пояснюють тим, що у випадку нанесення на гладку поверхню пористого покриття значно збільшується кількість центрів пароутворення поблизу стінки. Окрім цього, автори [40] пов'язують це з кращим прогрівання пристінного шару рідини внаслідок значної теплопровідності КС і незначного контактного термічного опору, особливо при припіканні структури до основи [46].

Авторами [32, 43] досліджувався вплив товщини пористого покриття на перегрів поверхні теплообміну відносно температури насичення в момент початку кипіння. Згідно результатів [32], існує певна товщина, при якій величина перегріву поверхні є найменшою (рис. 1.8). При подальшому збільшенні товщини МВКС було відмічено зростання перегріву. Проте, згідно даних [43] при збільшенні товщини КС перегрів поверхні в момент початку кипіння монотонно зменшується. Також у [43] зроблено висновок про те, що у випадку, коли товщина КС значно перевищує максимальний діаметр пор, перегрів поверхні в момент початку кипіння визначається лише типом теплоносія та максимальним діаметром пор КС і не залежить від її товщини. Аналізуючи залежність перепаду температур на початку кипіння

від товщини пористого покриття, можна помітити значну розбіжність між даними, отриманими у [32] і [43].

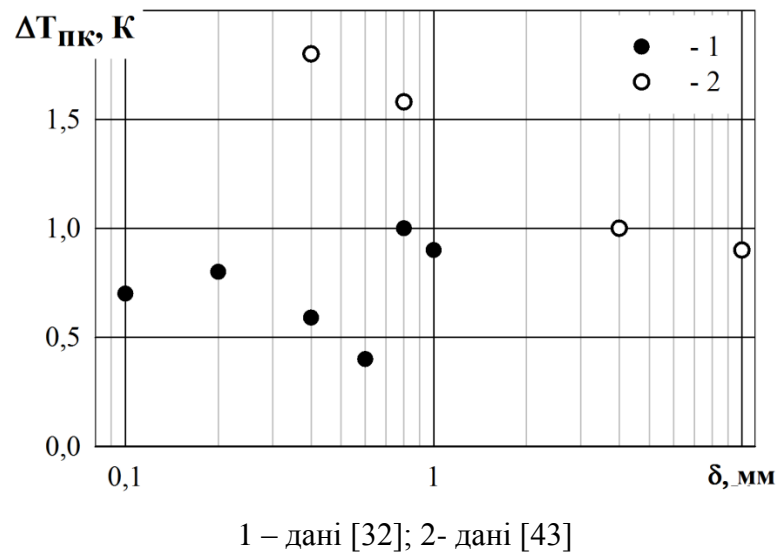


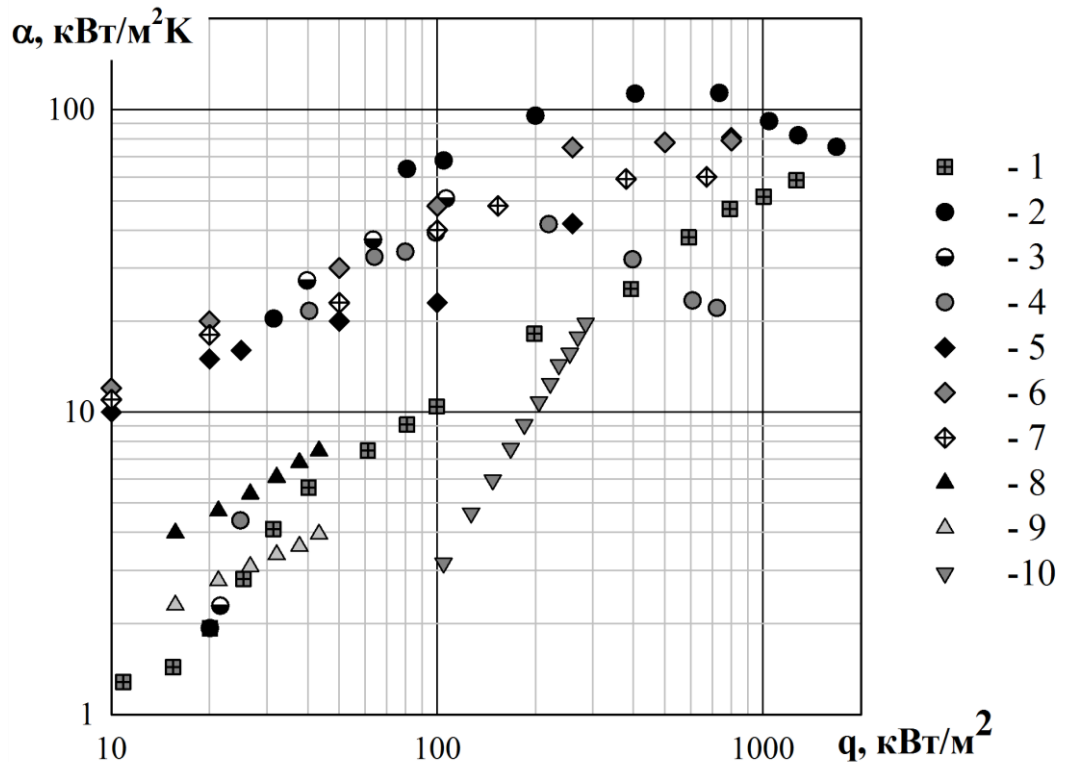
Рисунок 1.8 - Залежність перепаду температур при початку кипіння на МВКС від її товщини і $P=60\%$

Напевно, це пояснюється тим, що хоча дослідження проводилися при однакових умовах, між характеристиками дослідних зразків МВКС існували відмінності. Зокрема, зразки були виготовлені із волокон різних розмірів, внаслідок чого зразки із однаковою пористістю мали різну каркасну теплопровідність.

Також у літературі існує розходження стосовно наявності певного температурного гістерезису при кипінні на МВКС в умовах великого об'єму рідини. У [32, 43] зазначено, що не було помічено температурного гістерезису, характерного для гладких поверхонь та КС деяких інших типів. Проте, у [38] автором було доведено, що для кожного режиму теплопереносу у МВКС наявний свій вид температурного гістерезису. Однак, автор зауважує, що навіть для одного й того ж режиму для різних матеріалів та теплоносіїв гістерезис може значно відрізнятися. Крім цього, ним встановлено, що хоча й температурний гістерезис має місце, проте він

значною мірою відрізняється від температурного гістерезису при кипінні на технічно гладкій поверхні.

Приведені на рис. 1.9 порівняння експериментальних даних щодо впливу густини теплового потоку на інтенсивність теплообміну також вказують на значну розбіжність між даними, отриманими різними авторами.



1 – гладка поверхня; 2 – дані [32], $\delta=1,0$ мм; 3 – дані [32], $\delta=2,0$ мм;
 4 – дані [32], $\delta=4,0$ мм; 5 – дані [43], $\delta=1,0$ мм, $\Pi=0,84$; 6 – дані [43], $\delta=1,0$ мм, $\Pi=0,4$;
 7 – дані [43], $\delta=4,0$ мм, $\Pi=0,4$; 8 – дані [44], $\delta=0,019$ мм; 9 – дані [44], $\delta=0,06$ мм;
 10 – дані [47], наноструктура, $\Pi=67\%$.

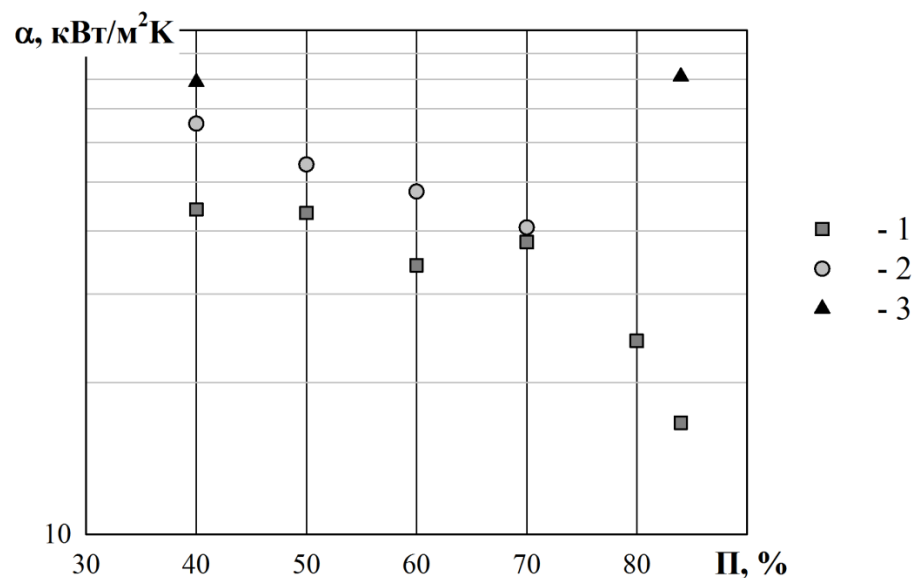
Рисунок 1.9 – Залежність інтенсивності теплообміну від густини теплового потоку при кипінні на МВКС в умовах великого об'єму

Значну увагу в літературі також приділено визначенню впливу геометричних та теплофізичних властивостей МВКС на інтенсивність теплообміну та на максимальну, або критичну, густину теплового потоку.

В роботі [42] було виявлено, що збільшення пористості МВКС до максимально можливих величин (до $\Pi \approx 95\%$) зменшує інтенсивність теплообміну в порівнянні із максимальною, якої можна досягти завдяки

нанесенню МВКС. Проте використання середньопористих ($P \approx 40-50\%$) КС дозволяє збільшити інтенсивність теплообміну майже в 10 разів в порівнянні з теплообміном при кипінні на гладкій поверхні в умовах великого об'єму. Також відмічають, що при використанні холодоагентів в якості теплоносія, інтенсивність теплообміну може збільшуватися у 12-13 разів [32, 39]. Однак, у роботі [38] автор стверджує, що інтенсивність теплообміну збільшується лише в 5 разів у порівнянні з гладкою поверхнею. Не виключено, що таке розходження між існуючими даними може бути викликано як зовнішніми чинниками, зокрема способом прикріплення МВКС до теплообмінної поверхні, так і внутрішніми, наприклад відмінностями між середнім діаметром пор або каркасною теплопровідністю КС.

Результати, наведені в [32, 43], щодо впливу пористості на інтенсивність теплообміну (рис. 1.10), показують, що існує певна неузгодженість між ними. На відміну від [32], у [43] відмічений слабкий вплив пористості на інтенсивність теплообміну при кипінні на МВКС в умовах великого об'єму рідини.

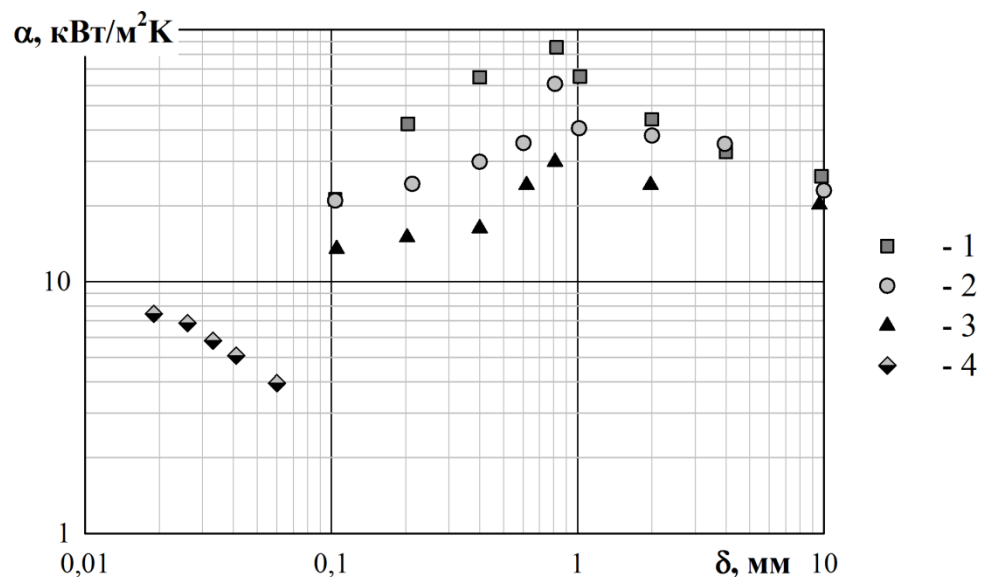


1 – дані [32], $\delta=2\text{мм}$; 2 – дані [32], $\delta=1\text{мм}$; 3 – дані [43], $\delta=1\text{мм}$

Рисунок 1.10 – Залежність інтенсивності теплообміну при кипінні на МВКС від пористості структури

Також помітно, що розходження між результатами найбільше для високопористих ($P \geq 75\%$) структур, в той час, як для середньопористих ($P \approx 40-50\%$) відхилення не такі значні і не перевищують 15%. Скоріш за все, це можна пояснити впливом теплофізичних властивостей капілярної структури, зокрема відмінностями у її ефективній теплопровідності.

Значний інтерес викликає вплив товщини пористої структури на інтенсивність теплообміну при кипінні на ній. Авторами [32, 41-44] експериментально було встановлено, що існує певна товщина пористої структури, при якій інтенсивність теплообміну і критичний тепловий потік є найбільшими. Вони вказують, що така товщина становить 0,5-1 мм для випадку кипіння у великому об'ємі (рис. 1.11) та 1,5-2 мм для випадку капілярного транспорту рідини через КС. Проте автори [41, 42] зазначають, що дана величина є справедливою лише для мідних МВКС при кипінні води, а для інших матеріалів та теплоносіїв вона ще не визначена.



1 – дані [32], $P=40\%$; 2 – дані [32], $P=70\%$; 3 – дані [32], $P=80\%$; 4 – дані [44], $P=70\%$;

Рисунок 1.11 – Залежність інтенсивності теплообміну від товщини структури при кипінні на МВКС

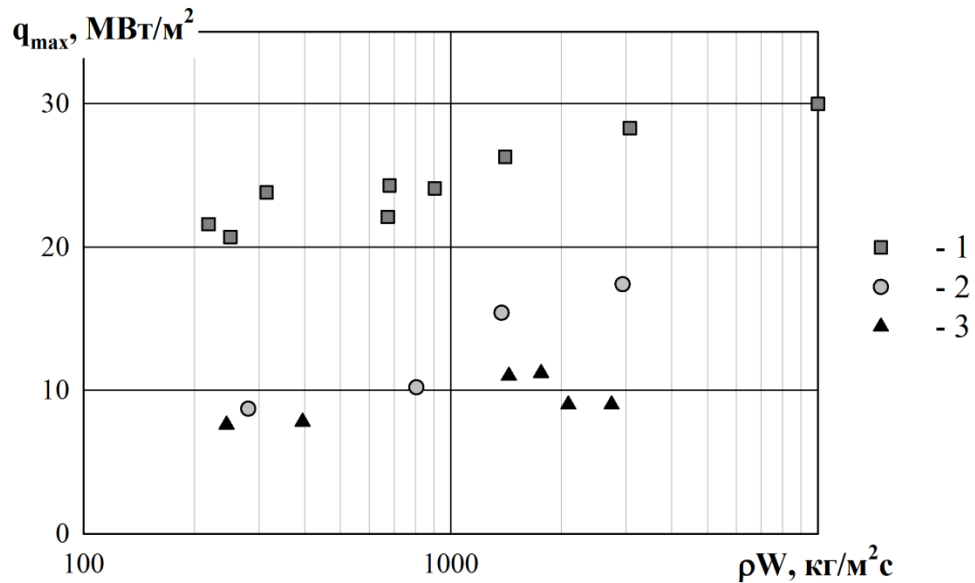
Крім цього, оскільки МВКС є досить неупорядкованими структурами, то дослідниками [32, 39] проводилися спроби визначити ступінь впливу на

процес кипіння розподілу пор за розмірами. Так, у [32] вводився параметр, який характеризував такий розподіл, і вказувався його вплив на інтенсивність теплообміну. Проте, у більш пізніх роботах, зокрема у [39], автор зазначає, що вплив розподілу пор за розмірами ще недостатньо вивчено, що дозволяє зробити висновок про можливу помилковість залежностей [32].

В [42, 43] було досліджено вплив тиску на інтенсивність теплообміну при кипінні на КС. Аналізуючи результати, можна зробити висновок про те, що при зменшенні тиску відбувається зменшення інтенсивності теплообміну. Це пояснено тим, що при зменшенні тиску відбувається не лише зміна фізичних властивостей теплоносія, а й збільшується відривний діаметр бульбашки. Внаслідок цього зменшується кількість центрів пароутворення і, відповідно, інтенсивність відведення теплоти. Проте, автор [43] зауважує, що при збільшенні пористості структури вплив тиску на інтенсивність кипіння зменшується.

Окрім кипіння в умовах вільного руху теплоносія, в [45] приведено дані щодо кипіння на пористих поверхнях при його вимушеному русі. Авторами [45] досліджувалася інтенсивність теплообміну при кипінні на різних МВКС теплоносія, що рухався всередині труби. Було встановлено, що збільшення інтенсивності теплообміну поверхні з мідним пористим покриттям більш суттєве, ніж для поверхонь із покриттям з нержавіючої сталі.

Дослідження [45] показали, що вплив пористого покриття на критичну густину теплового потоку суттєво залежить від масової швидкості теплоносія (рис. 1.12). При низьких масових швидкостях теплоносія наявність пористого покриття призводить до збільшення критичної густини теплового потоку приблизно в 3 рази. При збільшенні масової швидкості вплив пористого покриття слабшає, хоча й лишається значним. Так, при масовій швидкості $\sim 10^4$ кг/(м²·с) значення критичної густини потоку в 2 рази вище, в порівнянні з трубою з технічно гладкою поверхнею.



1 – труба із пористим покриттям; 2 – труба із закрученим потоком;
3 – технічно гладка труба

Рисунок 1.12 – Залежність густини максимального теплового потоку від масової швидкості теплоносія [45]

Автори [45] зазначають, що пористе покриття з оптимальними, за їх думкою, характеристиками призводить до суттєвого зростання інтенсивності теплообміну та до зменшення амплітуди пульсацій температури стінки на кожній ділянці парогенеруючого каналу у всьому діапазоні паровмісту. На думку авторів [45], вплив пористого покриття проявляється більше при кипінні насиченої рідини і менше при кипінні з недогрівом та в області теплообміну до паралельного потоку.

1.2.1 Кипіння на сітчастих капілярних структурах

Сітчасті капілярні структури представляють собою з'єднані між собою шари сіток (рис. 1.13). Такі КС виготовляють, зазвичай, із високотеплопровідних металів. Розмір пор таких КС обернено пропорційний величині їх комірчастості. Температурний напір в поперечному перерізі таких конструкцій може бути відносно великим при використанні

холодоагентів. Це пояснюється тим, що між дротами шарів сітки розташовується теплоносії із низькою теплопровідністю [48].

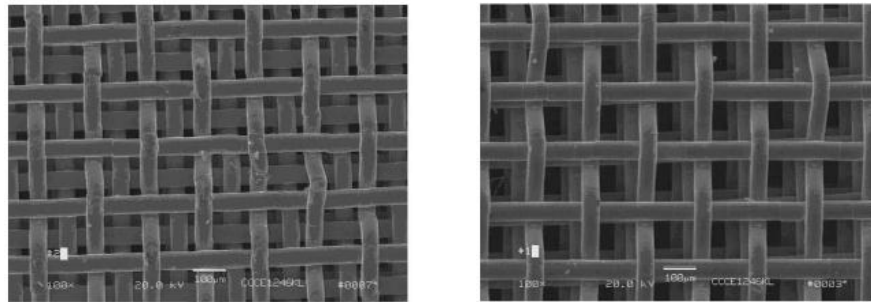


Рисунок 1.13 – Сітчасті капілярні структури

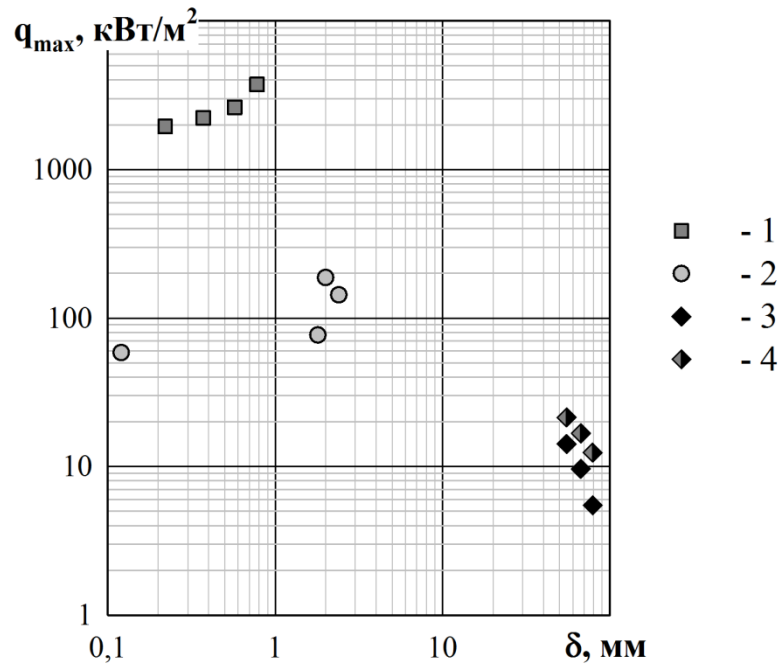
У [48] автори відмічають, що одним із визначних факторів, що впливають на інтенсивність теплообміну при кипінні на сітчастих КС є якість контакту пористої структури із стінкою. Ними були проведені три досліді: у першому капілярну структуру було просто притиснуто до поверхні; у другому поверхня нагріву спершу була промазана теплопровідною пастою, а потім до неї було притиснуто ту саму КС; у третьому досліді пористу структуру припікали до поверхні нагріву. Досліді показали, що у третьому випадку зафіксовано найбільші показники інтенсивності теплообміну і критичних теплових потоків. Для другого випадку ці ж величини є трохи меншими – в середньому на 5-10%. Для першого випадку інтенсивність теплообміну виявилася навіть меншою, ніж для умов кипіння на гладкій поверхні. Автори [48] пояснили це тим, що при поганому термічному контакті КС і стінки значно збільшується термічний опір пристінного шару рідини, пронизаного пористою структурою. Окрім цього, внаслідок більшого гідравлічного опору КС ускладнений рух рідини і пари крізь нього. Ці два фактори й призвели до зменшення інтенсивності теплообміну та більш швидкого настання кризи кипіння. У [49] та [50] також відмічається, що при недостатньо щільному контакті пористого покриття і поверхні теплообміну інтенсивність теплообміну є меншою, ніж для випадку гарного контакту. Проте, у [49] розглянуто капілярні структури із сітки з малою кількістю

шарів і тому не було відмічено випадку, коли б інтенсивність теплообміну була меншою, ніж для випадку кипіння у великому об'ємі. Слід зазначити, що автори [49] висувають припущення, що для відносно великих відстаней між сіткою та поверхнею теплообміну для багат шарових сіток характеристики кипіння можуть наближатися до характеристик кипіння у щільних каналах, причому ці процеси будуть тим більше схожі, чим менша пористість структури і чим більше шарів сітки.

Найбільше уваги у дослідженнях [50-53] приділено визначенню характеру впливу геометричних характеристик пористого покриття на інтенсивність теплообміну при кипінні та критичну густину теплового потоку.

Так, у [50] було досліджено вплив кількості шарів сітки на інтенсивність теплообміну при кипінні в умовах капілярного транспорту рідини. Було встановлено, що при одному шарі сітки збільшення інтенсивності теплообміну незначне. Причому, чим більше густина теплового потоку, тим менше цей вплив. Для багат шарових сіток автором [50] було встановлено, що при тій самій товщині пористого покриття збільшення кількості шарів призводить до зниження інтенсивності теплообміну внаслідок збільшення термічного опору, але інтенсивність теплообміну більша, ніж для випадку кипіння на гладкій поверхні.

В [48, 50-53] було досліджено вплив товщини покриття на інтенсивність процесу теплообміну при кипінні. Автори встановили, що при незмінних значеннях об'ємної пористості та розмірів пор інтенсивність теплообміну майже не залежить від товщини покриття. В той же час, при збільшенні товщини було відмічено зростання критичного теплового потоку. Автори [50] для умов капілярного транспорту теплоносія відмічають зворотній вплив товщини на критичне значення теплового потоку (рис. 1.14).



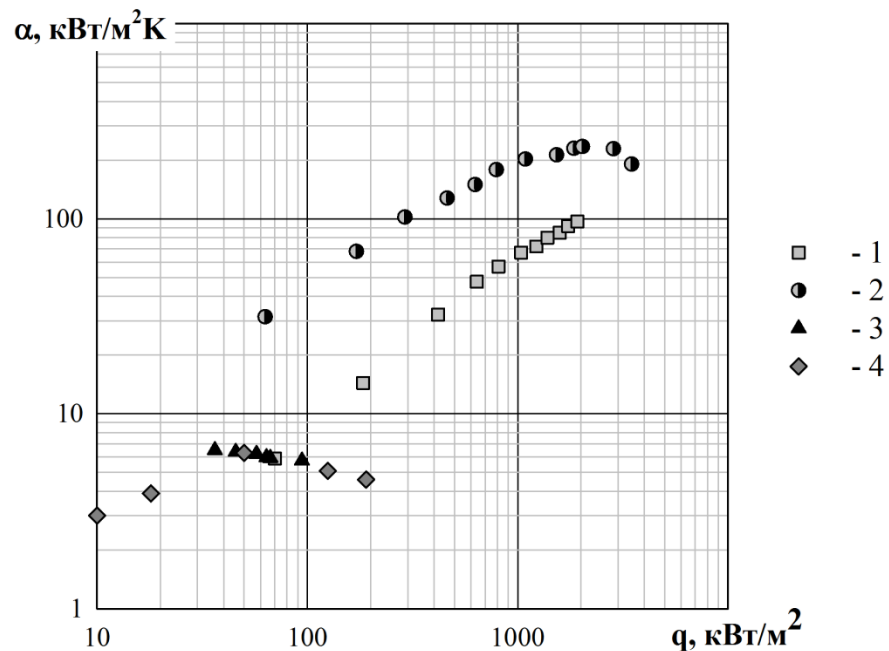
1 – дані [48]; 2 – дані [53]; 3– дані [50], кормірчастість 100,
4– дані [50], кормірчастість 200

Рисунок 1.14 – Залежність максимальної густини теплового потоку при кипінні на КС із сітки від товщини пористого покриття

В роботі [52] представлені результати досліджень щодо впливу пористості та розміру комірок капілярної структури із сітки на інтенсивність теплообміну при кипінні. Встановлено, що при зменшенні розміру комірок відбувається інтенсифікація теплообміну (рис. 1.15). Ці ж дані підтверджуються роботою [54]. Це пояснюється збільшенням площі поверхні капілярної структури. Також при зменшенні розміру пор при постійних пористості та товщині дротів відбувається зменшення перегріву теплоносія. Аналогічні дослідження були проведені в [50], де показано, що при зменшенні розміру комірок інтенсивність теплообміну на структурах із сітки збільшується.

У [53] експериментально встановлено, що для того, щоб досягти більш високих значень критичного теплового потоку, необхідно використовувати сітки із розміром комірки не менше 1,4 мм. При менших розмірах комірок

збільшується кількість центрів пароутворення і пара не встигає виходити із пористого покриття.



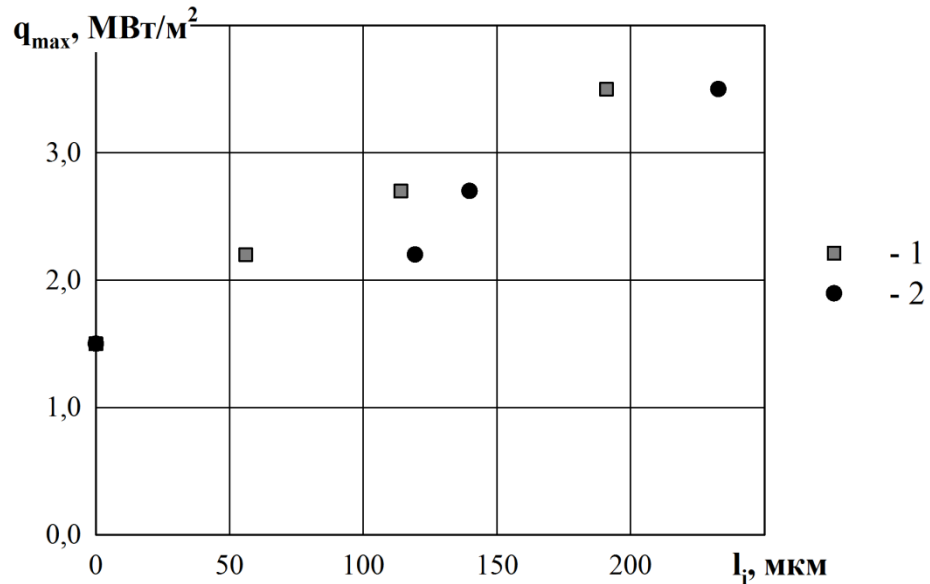
1 – дані [48] $\Pi=73,7\%$, 2 - дані [48] $\Pi=69,3\%$, 3 - дані [50], 4 - дані [54]

Рисунок 1.15 – Залежність інтенсивності теплообміну від густини теплового потоку при кипінні на КС із сітки

В роботах [52, 53] встановлено вплив діаметру дротів, із яких виготовлено сітку, на інтенсивність теплообміну при кипінні. При збільшенні товщини дротів критична густина теплового потоку збільшується (рис. 1.16). Автори [52] пояснюють це тим, що у такому випадку відбувається збільшення площі випаровування з менісків. Окрім цього, для структур з більш товстих дротів термічний опір менший, а значить теплові потоки, що передаються по каркасу структури - більші. Такі висновки підтверджуються експериментальними дослідженнями [53].

Також у [52] було встановлено, що при меншій об'ємній пористості КС, її теплопередаючі характеристики вищі, хоча таке покращення відносно невелике. Причиною цього, на думку авторів, є збільшення ефективної теплопровідності при зменшенні об'ємної пористості, тобто для фіксованому значенні теплового потоку КПС може використовуватися ефективніше, а

значить більша кількість пор може бути активною. Загалом, для пористих середовищ із однаковою структурою ефективна теплопровідність зростає із зменшенням об'ємної пористості.



1 – діаметр дроту; 2 – розмір пір

Рисунок 1.16 – Залежність максимальної густини теплового потоку при кипінні на КС із сітки від діаметру дротів та розміру пор [52]

Окрім цього, результати [52] показують, що КС з меншою пористістю можуть передавати більші теплові потоки після часткового осушення. Автори пояснюють це тим, що розмір пор у вертикальному напрямку зменшується, внаслідок чого збільшується капілярний напір КС. Проте при цьому відбувається збільшення гідравлічного опору в таких структурах. Це пояснює існування оптимальної пористості при постійних товщині КС і розмірах комірок.

1.2.3 Кипіння на порошкових капілярних структурах

Такі КС використовуються при необхідності забезпечення низького температурного напору, внаслідок надійного теплового контакту між спеченими частинками металічного порошку. Пори в таких структурах зазвичай невеликі, а також можливі випадки виникнення тупикових пор.

Через це гідравлічний опір порошкових капілярних структур достатньо великий. Але, одночасно з цим, такі структури забезпечують значні капілярні напори.

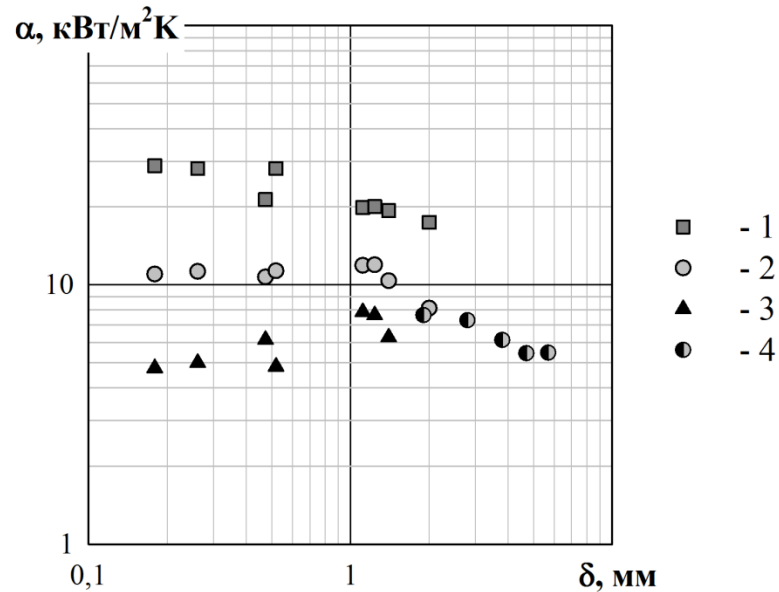
Вивченням впливу різноманітних параметрів на процес кипіння на таких поверхнях займалися Cieslinski [55], Halnon [56] та інші дослідники [57-60].

В [55] експериментально визначено, що стабільний процес кипіння починається вже при перегріві рідини в 0,1 К, в той час як для гладких поверхонь перегрів становив 8 К. Причому, автор відмічає, що перепад температур на початку кипіння мало змінювався при зміні таких параметрів, як товщина шару пористого покриття та його пористість.

Також було в [55] проведено спробу визначення характеру впливу товщини пористого покриття на інтенсивність теплообміну при кипінні. Встановлено, що ступінь впливу значною мірою залежить від густини теплового потоку. Так, для високих значень теплових потоків (понад $20 \cdot 10^4$ Вт/м²), фіксувалося значне зниження інтенсивності теплообміну. При менших теплових потоках, автори спостерігали наявність певного максимуму інтенсивності теплообміну. Максимум спостерігався при товщині капілярної структури близько 1 мм. Аналогічні дослідження були проведені в [56], згідно з якими збільшення товщини пористого покриття призводить до зменшення інтенсивності теплообміну, що досить добре узгоджується з результатами, представленими в [55], але в [56] досліджувалися пористі покриття із товщиною від 2 до 6 мм (рис. 1.18).

Вивчення впливу товщини пористого покриття та його пористості на максимальну густину теплового потоку проведено авторами [56]. Згідно їх результатів, збільшення товщини покриття призводить до збільшення кричного теплового потоку (рис. 1.19). Також вони відмічають, що максимальний тепловий потік буде тим більший, чим менша пористість структури. Це пояснено тим, що при меншій пористості більша кількість

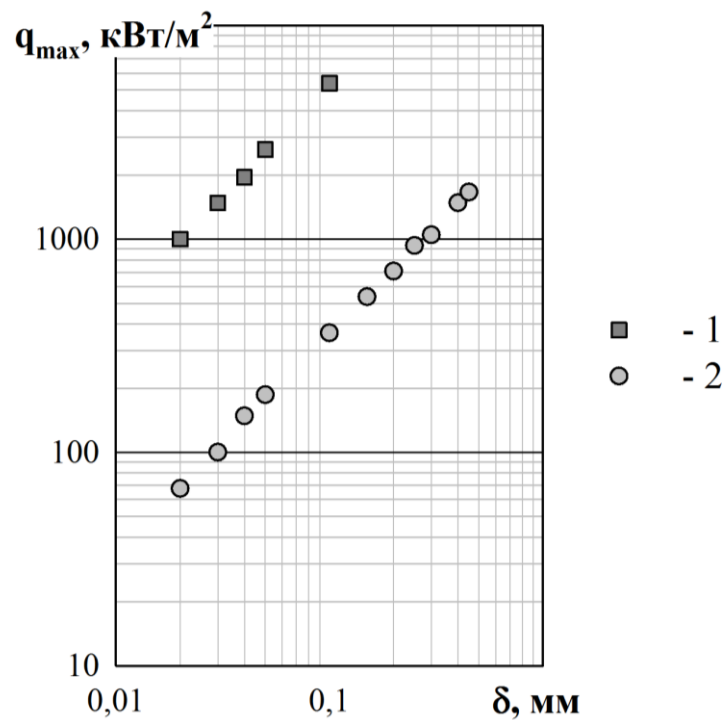
теплоти відводиться завдяки теплопровідності самої пористої структури. До того ж, за таких умов, площа поверхні КС збільшується.



1 – дані [55], $\Pi=60\%$, $q=4 \cdot 10^4$ Вт/м²; 2 – дані [55], $\Pi=60\%$, $q=10^4$ Вт/м²;

3 – дані [55], $\Pi=60\%$, $q=20 \cdot 10^4$ Вт/м²; 4 – дані [56], $\Pi=46\%$;

Рисунок 1.18 – Залежність інтенсивності теплообміну при кипінні на порошкових КС від товщини пористого покриття

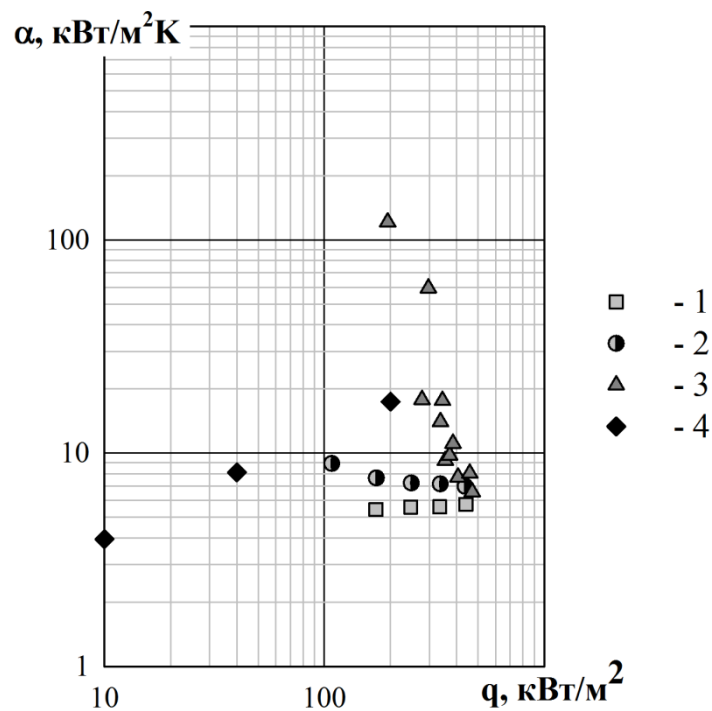


1 – дані [56], $\Pi=20\%$; 2 – дані [56], $\Pi=40\%$

Рисунок 1.19 – Залежність максимального теплового потоку при кипінні на порошкових КС від товщини пористого покриття

Крім того, в [56] було встановлено, що при збільшенні густини підведеного теплового потоку, інтенсивність теплообміну монотонно зменшується. Причому, для незначних густин теплових потоків зменшення інтенсивності теплообміну відбувається швидше, ніж для високих. Основною причиною цього автори вважають збільшення термічного опору насиченої пористої структури.

В [57] автор також відмічає зменшення інтенсивності тепловіддачі при кипінні на пористих структурах, проте зауважує, що навіть незначне збільшення теплового потоку в навколокритичній області призводить до різкого падіння інтенсивності теплообміну. (рис. 1.20).



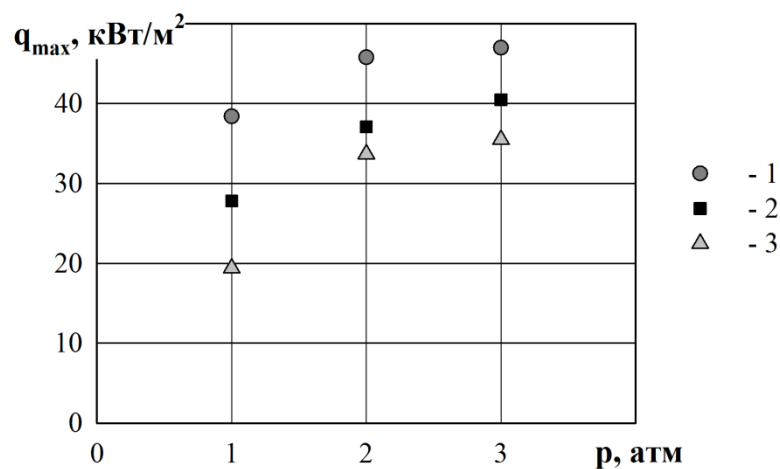
1 – дані [56], $\delta=3,8$ мм; 2 – дані [56], $\delta=1,9$ мм; 3- дані [57], $\delta=0,1$ мм;
4 – дані [55], $\delta=2$ мм.

Рисунок 1.20 – Графік залежності інтенсивності теплообміну при кипінні на порошкових КС від густини теплового потоку

Співставляючи результати робіт [55-57], отримані для умов кипіння у великому об'ємі та в обмежених умовах (рис. 1.20), можна відмітити, що

вони значно відрізняються між собою, причому не лише кількісно, але й якісно, що викликано, швидше за все, впливом товщини пористого покриття.

Також в [57] було проведено дослідження характеру впливу тиску на критичні густини теплового потоку при кипінні на порошкових КС. Аналізуючи представлені результати, можна зробити висновок, що при постійній температурі рідини, збільшення її тиску призводить до збільшення критичного теплового потоку (рис. 1.21). Причому, залежність має нелінійний характер, і при збільшенні тиску ступінь впливу зменшується.



1 – $T=22\text{ °C}$; 2 – $T=41\text{ °C}$; 3 – $T=55\text{ °C}$

Рисунок. 1.21 – Графік залежності критичної густини теплового потоку від тиску [57]

Аналізуючи результати роботи [57], наведені на рис. 1.22 можна зробити висновок про те, що збільшення температури рідини призводить до збільшення максимальної густини теплового потоку при кипінні на порошкових КС. Також слід зауважити, що характер і ступінь впливу не залежать від тиску в системі.

В [58 – 60] досліджувався вплив діаметру частинок КС та її товщини на інтенсивність кипіння в круглій трубі в умовах вимушеної конвекції. Було встановлено, що хоча й розмір частинок має незначний вплив на інтенсивність теплообміну при кипінні в таких умовах, але існує певний їх оптимальний розмір. З одного боку, при відносно маленькому розмірі

частинок, капілярний напір, що створюється пористою структурою, достатньо великий. Також збільшується кількість центрів пароутворення. З іншого ж боку, гідравлічний опір такої системи буде достатньо високим. Якщо ж використовувати частинки відносно великих розмірів, то виникає протилежна ситуація: гідравлічний опір системи знижується, але одночасно із цим знижується й кількість центрів пароутворення.

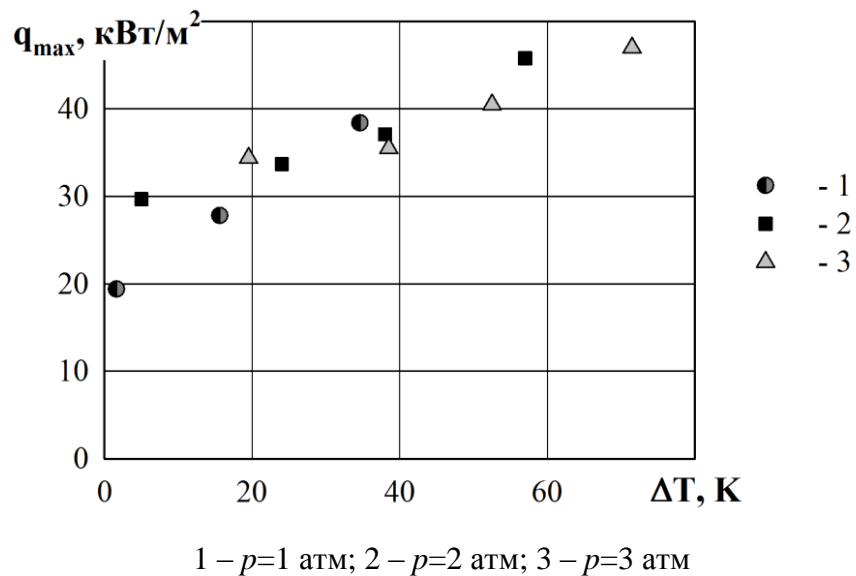


Рисунок. 1.22 – Графік залежності критичної густини теплового потоку від перегріву поверхні теплообміну [57]

Також авторами [58] була зроблена спроба встановити характер впливу товщини пористого покриття на інтенсивність теплообміну в умовах вимушеного руху теплоносія. Проте, результатів не було досягнуто, оскільки виявилось, що характер впливу товщини пористого покриття значною мірою залежить від того, із частинок якого розміру воно виготовлене. Також на процес теплообміну впливають швидкість руху теплоносія та його початкова температура. Так, для деяких розмірів частинок при збільшенні товщини покриття спостерігалось збільшення інтенсивності теплообміну, для інших – зменшення. У деяких випадках, зміна товщини покриття практично не впливала на інтенсивність процесу кипіння. Автори [58] не змогли дати пояснення такому явищу.

1.2.4 Кипіння на інших типах капілярних структур

Досить часто з метою інтенсифікації теплообміну при кипінні на поверхні створюються канавки різної форми – так звані конструкційні капілярні структури (рис. 1.23). Основним недоліком таких КС є відносно незначний капілярний напір, і, внаслідок цього, висока чутливість їх транспортної спроможності до зовнішнього силового впливу, зокрема сили тяжіння. Проте в умовах, коли дії масових сил відсутні, конструкційні КС здатні передавати значні теплові потоки, оскільки гідравлічний опір таких структур незначний. Зокрема, капілярні структури такого типу широко використовуються у космічних технологіях.

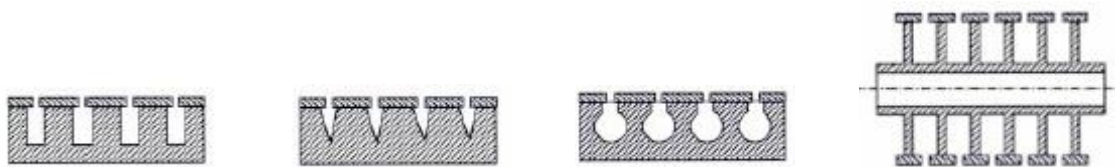


Рисунок 1.23 – Деякі види конструкційних капілярних структур

Експериментальні дослідження процесу кипіння на поверхнях із конструкційними капілярними структурами проводили Das [61], Ramaswamy [62, 63] та інші [64-66].

На рис. 1.24 представлені типи канавок, що утворювали КС, теплообмін в яких експериментально досліджувався в [61]. Порівнюючи інтенсивність теплообміну при кипінні на поверхнях із канавками різних форм, автори [61] помітили, що нахил канавок в поперечному перерізі (тип 2, рис. 1.24) призводить до її збільшення. Автори припускають, що це пов'язано із збільшенням площі поверхні випаровування.

Співставлення результатів щодо інтенсивності теплообміну для канавок типів 1 – 5 (рис. 1.25) виявило, що найвищі значення були отримані для канавок форми 5 (рис. 1.24). Трохи нижча інтенсивність теплообміну характерна для канавок форми 3. Автори це пояснюють тим, що канавки такої форми мають менший гідравлічний опір завдяки наявності відносно широкої частини (круглої або прямокутної). Одночасно із цим, такі канавки

створюють високий капілярний тиск завдяки тому, що вихідний отвір достатньо маленької ширини.

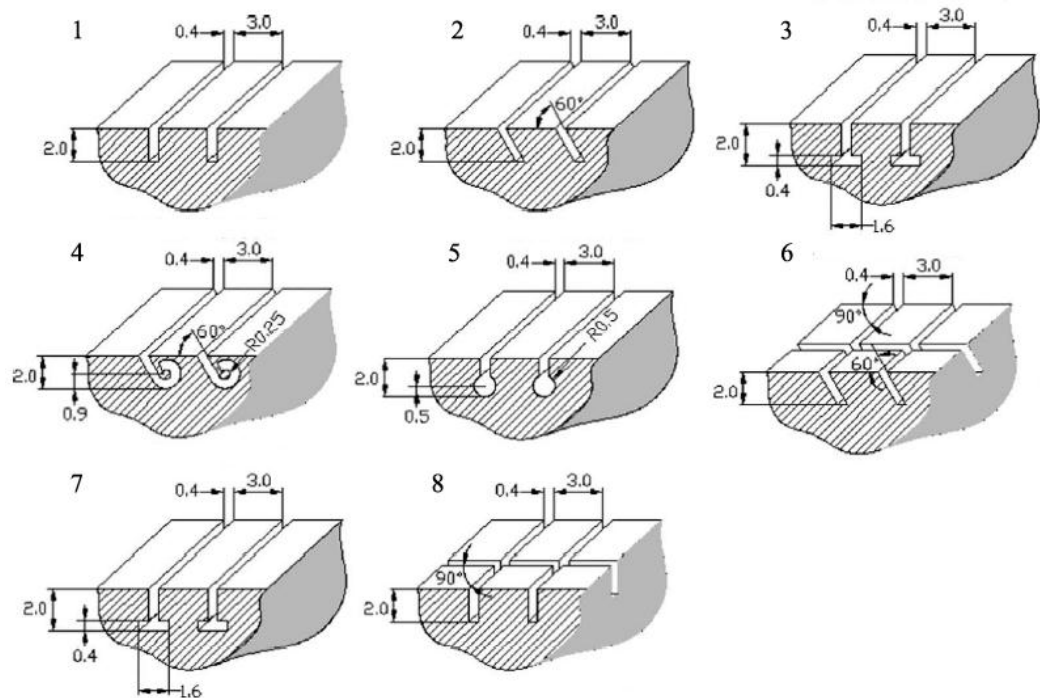
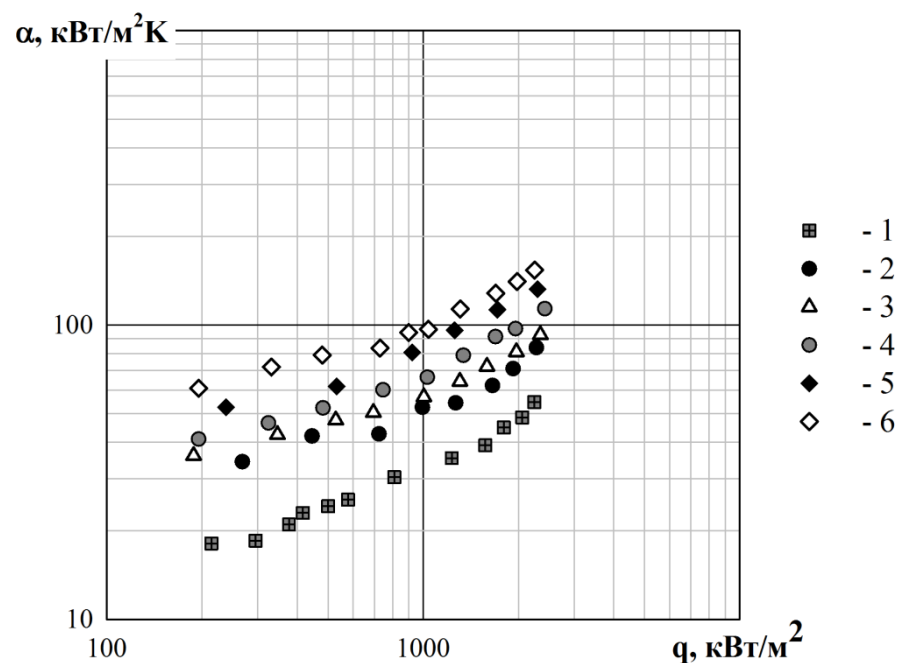


Рисунок 1.24 – Типи конструкційних капілярних структур, що досліджувалися у [61]



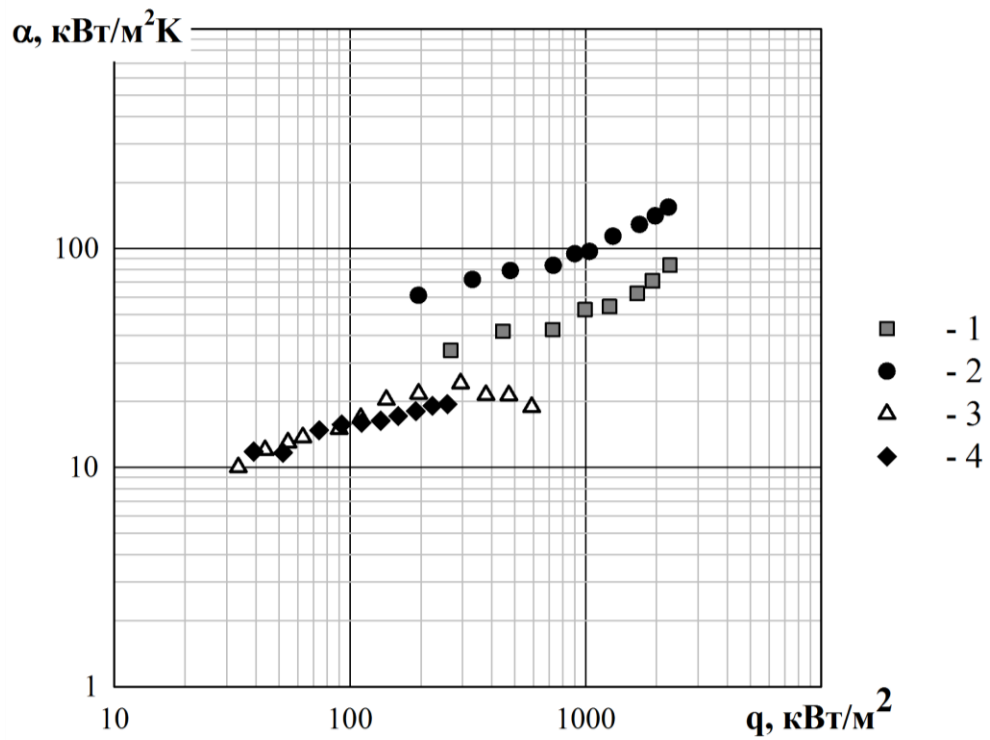
1 – гладка поверхня; 2 – прямі (1) канавки; 3 – похилі (2) канавки; 4 – закручені (4) канавки ; 5 – прямокутні (3) канавки; 6 – круглі (5) канавки

Рисунок 1.25 – Графік залежності інтенсивності тепловіддачі від густини теплового потоку для канавок різної форми [61]

В [62] представлено результати досліджень впливу геометричних характеристик КС на інтенсивність теплообміну при кипінні на поверхні з прямокутними канавками. Було визначено, що при збільшенні діаметру пор (ширини канавки) інтенсивність теплообміну зростає. Однак, максимальні значення теплових потоків виявилися майже однаковими для всіх розмірів пор. Дослідження впливу відстані між сусідніми канавками на інтенсивність теплообміну показало, що при зменшенні кроку між ними вона зростає. Це пояснюють тим, що бокові стінки канавки можна представити як ребро. При зменшенні відстані між канавками, по-перше, зменшується ширина ребер, по-друге, збільшується їх кількість. Внаслідок цього, температура стінок підвищується, а також збільшується площа поверхні теплообміну. Дослідження впливу глибини канавки показали, що більш глибокі канавки віддають більше теплоти. Автори пояснюють це збільшенням площі поверхні теплообміну. Проте, слід зазначити, що при певній глибині канавки дія сил тертя може призвести до того, що пара буде накопичуватися у канавках, внаслідок чого ефективність капілярної структури суттєво зменшиться.

Порівнюючи результати робіт [61] та [62, 65] можна помітити, що результати дещо не співпадають (рис. 1.26). Це можна пояснити, скоріш за все тим, що у проведених дослідженнях розглядалися хоча й канавки однакової форми, проте співвідношення висоти і ширини канавок було дещо різним. Крім того, умови проведення досліджень також відрізнялися. Дані [62] і [65] добре узгоджуються між собою.

Тими ж авторами було проведено візуалізацію процесу кипіння на конструкційних капілярних структурах (рис. 1.27) і виявлено, що частота відриву бульбашок значною мірою залежить від ширини канавок та відстані між ними [63].



1- дані [61], прямі канавки; 2 – дані [61], круглі канавки; 3 – дані [62], прямі канавки;
4 – дані [65], прямі канавки

Рисунок 1.26 – Співставлення даних із літератури щодо інтенсивності кипіння на поверхнях із конструкційною КС

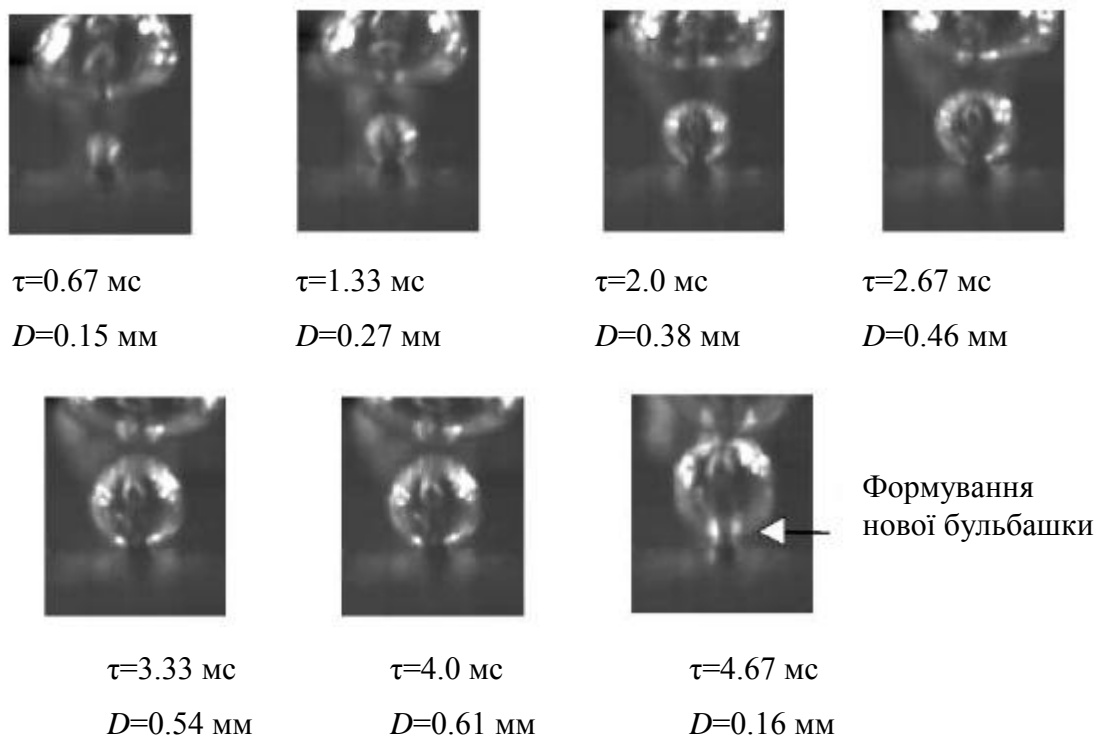


Рисунок 1.27 - Процес росту парової бульбашки на конструкційній КС [63]

У [64] приведено результати досліджень із візуалізацією процесу кипіння на конструкційних КС. Були визначені відривні діаметри бульбашок при кипінні холодоагентів на поверхні із прямокутними канавками. Результати досліджень наведено у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Відривний діаметр бульбашки при кипінні на поверхні із прямокутними канавками [64]

Теплоносій	Тиск у камері, атм	Відривний діаметр, мм
R113	1	1,60
	2	1,55
R141b	1	1,85
	2	1,75
R123a	1	1,65

Останнім часом значну увагу приділяють дослідженню процесів кипіння на нано- та мікропористих поверхнях (рис. 1.28). Результати експериментальних досліджень процесу кипіння на таких поверхнях приведено у [67-78]. Проте ці дослідження носять поодинокий, несистематизований характер. Досить часто такі структури розробляються для розв'язання конкретної задачі, і метою дослідника є проведення лише кваліфікаційних досліджень.

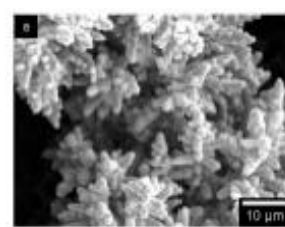
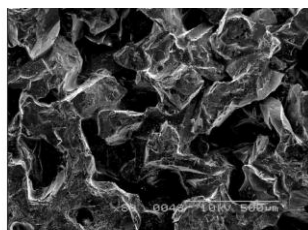
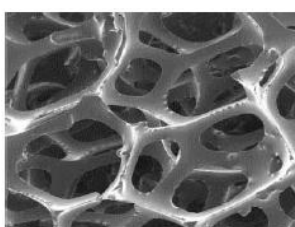


Рисунок 1.28 – Деякі види нанопористих поверхонь [67, 69, 70]

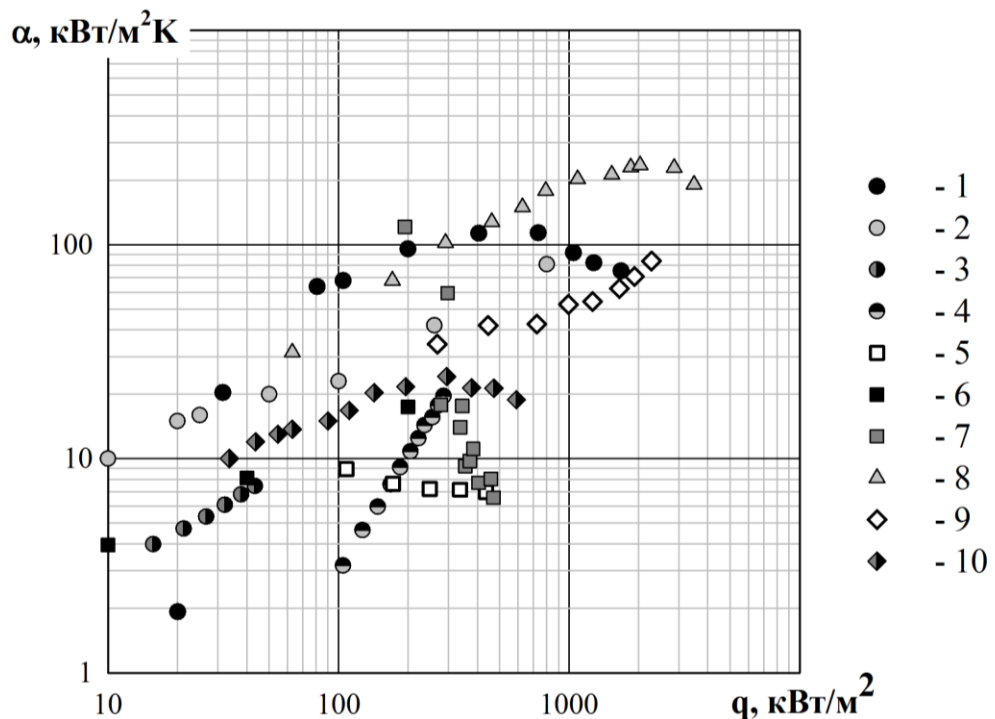
Різноманітність типів нанопокриттів не дозволяє зробити висновки щодо впливу геометричних та фізичних параметрів на процеси переносу

теплоти та маси при кипінні на таких поверхнях, хоча автори [67-78] підкреслюють, що інтенсивність теплообміну на нанопористих покриттях вища, ніж на інших КС.

1.2.5 Порівняння різних типів пористих структур

Аналізуючи дані, приведені у розглянутій літературі щодо різних типів капілярних структур та порівнюючи їх між собою, можна зробити такі висновки.

За умови приблизно однакових пористостей та каркасних теплопровідностей, найбільшу кількість теплоти відводитимуть метало-волокнисті та сітчасті капілярні структури (рис. 1.29)

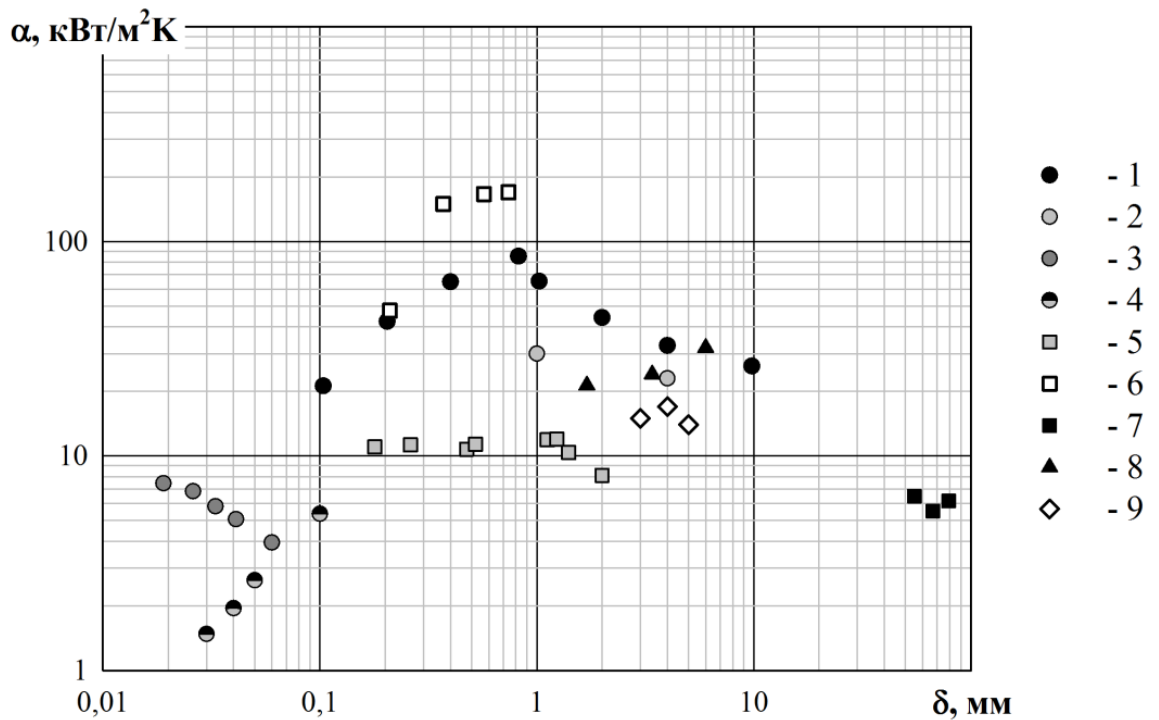


1 – дані [32], МВКС; 2 – дані [43], МВКС; 3 – дані [44], МВКС; 4 – дані [47], нано-МВКС; 5 – дані [56], порошкові КС; 6 – дані [55], порошкові КС; 7 – дані [57], порошкові КС; 8 – дані [51], сітчасті КС; 9 – дані [61], прямі канавки; 10 – дані [62], прямі канавки

Рисунок 1.29 – Залежність інтенсивності теплообміну при кипінні на пористій поверхні від її густини теплового потоку для різних типів КС

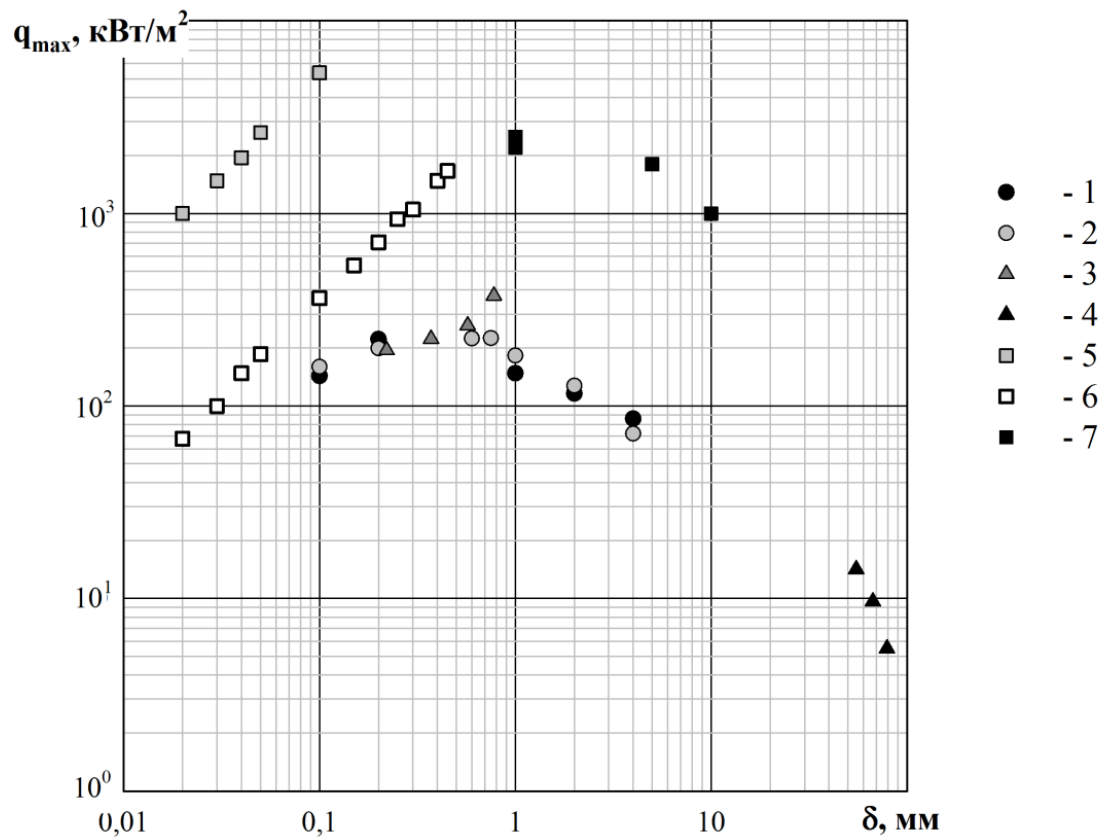
Якщо вирішальним фактором при виборі типу пористого покриття є товщина його шару, то більш високі показники мають також МВКС та КС із сітки (рис. 1.30). Але слід керуватися також технологічними можливостями виробництва структури потрібної товщини.

Порошкові КС та конструкційні капілярні структури доцільно застосовувати у тих випадках, коли важливо забезпечити високий критичний тепловий потік (рис. 1.31).



1 – дані [42], МВКС; 2 – дані [43], МВКС; 3 – дані [44], МВКС; 4 – дані [56], порошкові КС; 5 – дані [55], порошкові КС; 6 – дані [48], сітчасті КС; 7 – дані [50], сітчасті КС; 8 – дані [61], прямі канавки; 9 – дані [67], піна

Рисунок 1.30 – Залежність інтенсивності теплообміну при кипінні на пористій поверхні від її товщини для різних типів КС



1 – дані [32], МВКС, $\Pi=40\%$; 2 – дані [32], МВКС, $\Pi=80\%$; 3 – дані [48], КС із сітки;
 4 – дані [50], КС із сітки; 5 – дані [56], порошкові КС, $\Pi=40\%$;
 6 – дані [56], порошкові КС, $\Pi=20\%$; 7 – дані [78], honeycombs;

Рисунок 1.31 – Залежність критичного теплового потоку різних типів капілярних структур від товщини

1.3 Розрахунок інтенсивності теплообміну при кипінні на поверхні капілярно-пористих структур

Досить важливим, окрім дослідження основних характеристик процесу кипіння, є визначення інтенсивності тепловідводу розрахунковими методами. У [32, 34, 43, 44, 79] наведено ряд формул, використовуючи які, можна розрахувати значення коефіцієнтів теплообміну.

Одними з найбільш вживаних є вирази, приведені в [34] для теплових труб (ТТ) із метало-волокнистими капілярними структурами. Автори розглядають режим випаровування та два режими кипіння на поверхні КС.

В першому режимі кипіння центрами пароутворення є тільки пори КС, а в другому – крім пор, ще й елементи шорсткості поверхні нагріву.

В режимі випаровування коефіцієнт тепловіддачі визначається як:

$$\alpha_n = \left(\delta_{\text{КС}}^{\text{ек}} / \lambda_e + R_{\text{кт}} \right)^{-1}, \quad (1.1)$$

де $\delta_{\text{КС}}^{\text{ек}}$ – еквівалентна товщина КС, насиченої рідиною, м;

λ_e – ефективна теплопровідність КС, Вт/м·К;

$R_{\text{кт}}$ – термічний опір контакту вставної КС та корпусу ТТ, м²·К/Вт. Для ТТ з МВКС при пористості більшій або рівній 0,8 $R_{\text{кт}} \approx 0$, при пористості менше 0,8 $R_{\text{кт}} \approx 5 \cdot 10^{-5}$ м²·К/Вт.

$\delta_{\text{КС}}^{\text{ек}}$ визначається за формулою, приведеною в [34]:

$$\delta_{\text{КС}}^{\text{ек}} = 0,5 \cdot D_{\text{п}} \cdot \ln(D_{\text{вн}} / D_{\text{п}}), \quad (1.2)$$

де $D_{\text{п}}$ – діаметр парового каналу ТТ, м;

$D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр корпусу ТТ, м.

Вираз (1.2) справедливий для ТТ круглого поперечного перерізу з КС, повністю насиченою робочою рідиною. Для ТТ прямокутного поперечного перерізу можна прийняти $\delta_{\text{КС}}^{\text{ек}} = \delta_{\text{КС}}$.

Ефективна теплопровідність КС, визначається за методикою, приведеною в [34].

Для першого режиму кипіння формула має вигляд:

$$\alpha_n = a \cdot q_n^{2/3} \cdot \left(\frac{\lambda_p^2}{v_p \cdot \sigma \cdot T_{\text{нас}}} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{D_{\text{max}}}{\delta_{\text{КС}}} \right)^{1/3}, \quad (1.3)$$

де $a = a_1 \cdot \text{th}(1,5 \cdot 10^4 \cdot \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{р}})$;

a_1 – коефіцієнт, що залежить від матеріалу поверхні нагріву та волокон КС, для міді $a_1 = 0,8$, а для нержавіючої сталі $a_1 \approx 0,4$;

$\rho_{\text{п}}$ – густина пари теплоносія, кг/м^3 ;

$\rho_{\text{р}}$ – густина рідкого теплоносія, кг/м^3 ;

$q_{\text{н}}$ – густина теплового потоку в зоні нагріву ТТ, Вт/м^2 ;

$\lambda_{\text{р}}$ – теплопровідність рідкого теплоносія, $\text{Вт/м}\cdot\text{К}$;

$\nu_{\text{р}}$ – кінематична в'язкість рідкого теплоносія, $\text{м}^2/\text{с}$;

σ – коефіцієнт поверхневого натягу теплоносія, Н/м ;

$T_{\text{нас}}$ – температура насичення теплоносія, К ;

D_{max} – максимальний діаметр пор КС, м ;

$\delta_{\text{КС}}$ – товщина КС, м .

Вираз (1.3) справедливий в межах:

$$\frac{4 \cdot \sigma \cdot T_{\text{нас}}}{r \cdot \rho_{\text{п}} \cdot D_{\text{max}}} < \Delta T_{\text{н}} < \frac{4 \cdot \sigma \cdot T_{\text{нас}}}{r \cdot \rho_{\text{п}} \cdot D_{\text{min}}},$$

де r – теплота пароутворення, Дж/кг ;

$\Delta T_{\text{н}} = T_{\text{н}}^{\text{ст}} - T_{\text{п}}$, К ;

D_{min} – мінімальний діаметр пор КС, м .

Максимальний та мінімальний діаметри пор для КС, виконаної із дискретних волокон, визначаються за формулами, приведеними в [34].

Всі теплофізичні властивості рідини в (1.3) приймаються при температурі насичення.

Аналіз виразу (1.3) показує, що він враховує вплив на процес кипіння на поверхні КС таких чинників: матеріалу поверхні нагріву та волокон КС, теплофізичних властивостей теплоносія та таких параметрів КС, як максимальний діаметр пор та товщина КС.

Для другого режиму:

$$\alpha_n = \alpha_n^{гр} \cdot \left(\frac{q_n}{q_n^{гр}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{A}{A^{гр}} \right)^{0,1}, \quad (1.4)$$

де $\alpha_n^{гр}$ – значення коефіцієнту тепловіддачі в зоні нагріву, що відповідає границі переходу від першого режиму кипіння до другого, Вт/м²·К;

$q_n^{гр}$ – гранична густина теплового потоку в зоні нагріву при переході від першого режиму кипіння до другого, Вт/м²;

$$A = \lambda_p^2 / (v_p \cdot \sigma \cdot T_{нас});$$

$A^{гр}$ – граничне значення A при переході від першого режиму кипіння до другого.

$\alpha_n^{гр}$, $q_n^{гр}$, $A^{гр}$ визначаються методом послідовних наближень з використанням виразу (1.3) для умови:

$$\Delta T_n = \frac{4 \cdot \sigma \cdot T_{нас}}{r \cdot \rho_n \cdot D_{min}}. \quad (1.5)$$

В [79] також приводиться вираз для визначення коефіцієнту теплообміну при кипінні на плоскій поверхні, вкритій волокнистою КС, у вигляді залежності між безрозмірними комплексами:

$$Nu = 457,15 \cdot Re^{-0,49} \cdot K_n^{0,322} \cdot We^{*-0,389} \cdot K_\lambda^{-1,273} \cdot K_c^{-0,511}, \quad (1.6)$$

де $Nu = \frac{q \cdot \delta_{КС}}{\lambda_e \cdot \Delta T} = \frac{\alpha \cdot \delta_{КС}}{\lambda_e}$ - число Нусельта;

$\lambda_e = \Pi \cdot \lambda_p + \lambda_{ст}$, – ефективна теплопровідність КС, насиченої рідиною, Вт/м·К;

Π – пористість;

$\lambda_{ст}$ – теплопровідність стінки, вкритої КС, Вт/м·К;

ΔT – перегрів стінки відносно температури насичення, К;

$$Re = \frac{q \cdot D_{\pi}^e \cdot \rho_p}{r \cdot \rho_{\pi} \cdot \mu_p} - \text{число Рейнольдса};$$

D_{π}^e – ефективний діаметр пор, м;

μ_p – динамічна в'язкість рідини, Па·с;

$$K_p = \frac{\delta_{KC}}{D_{\pi}^e}; K_{\lambda} = \frac{\lambda_e}{\lambda_p}; K_c = \frac{\rho_p}{\rho_{\pi}};$$

$$We^* = \frac{\sigma^2 \cdot r}{q^2 \cdot \delta_{KC}^2} - \text{модифіковане число Вебера.}$$

Співвідношення (1.6) було виведене на основі регресійного аналізу експериментальних даних, отриманих при дослідженні кипіння на поверхні КС у великому об'ємі. Слід зазначити, що більша частина досліджень процесу кипіння на поверхні КС проводилася у великому об'ємі. Так, наприклад, в [43] описано дослідження впливу тиску і характеристик металоволокнистих покриттів на теплообмін при кипінні у великому об'ємі. Дослідження проводились при кипінні води, етанолу, ацетону і фторорганічного рідкого діелектрика ДЕФ (діетиловий фторируваний ефір) в діапазоні тисків від 0,01 до 0,1 МПа.

На основі обробки експериментальних даних, автором [43] було отримано залежності для розрахунку коефіцієнту теплообміну при кипінні рідини на поверхні, вкритій КС. Як і в [34], розглядались два режими кипіння: коли триває включення нових пор в процес кипіння у якості центрів пароутворення і коли всі пори є центрами пароутворення. Подібно до [79], вирази представлено у вигляді залежностей між безрозмірними комплексами.

Для випадку включення нових пор в процес кипіння формула має вигляд:

$$Nu = 0,03 \cdot \left[n \cdot (D_{\pi}^e)^2 \right]^{0,35} \cdot \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_p} \right)^{0,35} \cdot \left(\frac{\delta}{D_{\pi}^e} \right)^{1,5}, \quad (1.7)$$

де $Nu = \alpha \cdot D_n^e / \lambda_p$;

n – густина діючих центрів пароутворення, m^{-2} ;

$\delta = \delta_{KC}$ при $\delta_{KC}/D_n^e \leq 10$, $\delta = \delta_{гр}$ при $\delta_{KC}/D_n^e > 10$;

$\delta_{гр}$ – гранична товщина КС, м.

У випадку, коли всі пори є активними центрами пароутворення розглядаються два варіанти: при $\delta_{KC}/D_n^e \leq 10$:

$$Nu = 1,25 \cdot Re^{0,5} \cdot \left(Pr \cdot \frac{\rho_n}{\rho_p - \rho_n} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{\delta_{KC}}{D_n^e} \right), \quad (1.8)$$

де Re визначається як у (1.6);

$$Pr = \mu_p \cdot c_p / \lambda_p;$$

c_p – питома теплоємність рідини, Дж/кг·К;

При $\delta_{KC}/D_n^e > 10$:

$$Nu = 15,3 \cdot Re^{0,12} \cdot \left(\frac{\rho_n}{\rho_p - \rho_n} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{\lambda_e}{\lambda_p} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{\delta_{KC}}{D_n^e} \right)^{-0,32}. \quad (1.9)$$

За твердженням автора [43] вирази (1.7) - (1.9) узагальнюють приблизно 90% даних, отриманих в дослідженнях, а також результати інших авторів при кипінні води, етанолу, ацетону, ДЕФ і азоту з похибкою, що не перевищує $\pm 35\%$.

Як було вказано вище, вирази (1.6) - (1.9) отримано при дослідженні процесу кипіння на поверхні КС у великому об'ємі. Проте умови кипіння в зоні випаровування теплових труб (ТТ) відрізняються від умов великого об'єму хоча б тим, що у великому об'ємі відбувається вільний рух рідини, а в ТТ вона рухається за допомогою капілярних сил. Саме для випадку капілярного транспорту рідини в [34] було отримано формули (1.3) та (1.4). Проте це була не єдина спроба дослідження кипіння на поверхні КС в таких

умовах. Так, наприклад, в [32] на основі аналізу експериментальних даних по кипінню на поверхні КС в умовах капілярного транспорту рідини було отримано вираз для коефіцієнту теплообміну:

$$\alpha = b \cdot q^{0,6} \cdot \delta_{\text{КС}}^m \cdot \lambda_{\text{кар}}^{0,25} \cdot \left(\frac{1 - \Pi_{\text{max}}}{1 - \Pi} \right)^{0,15} \cdot (D_{\Pi}^e)^{0,1} \cdot \left(\frac{\lambda_p^2}{v_p \cdot \sigma \cdot T_{\text{нас}}} \right)^{0,333}, \quad (1.10)$$

де $b = 200$, $m = 0,65$ при $0,4 \cdot 10^{-3} \leq \delta_{\text{КС}} \leq 1,2 \cdot 10^{-3}$ м;

$b = 0,5$, $m = -0,2$ при $1,2 \cdot 10^{-3} < \delta_{\text{КС}} \leq 9,0 \cdot 10^{-3}$ м;

$\lambda_{\text{кар}}$ – каркасна теплопровідність КС, Вт/м·К;

Π_{max} – максимальна пористість КС.

Оскільки каркасна теплопровідність КС – це ефективна теплопровідність КС, коли теплопровідність речовини, що заповнює її пори, прямує до нуля, то її можна визначити з приведеної в [80] залежності для ефективної теплопровідності, прийнявши в ній $\lambda_p = 0$:

$$\lambda_e = \lambda_m \frac{2 + \lambda_p / \lambda_m - 2\Pi \cdot (1 - \lambda_p / \lambda_m)}{2 + \lambda_p / \lambda_m + \Pi \cdot (1 - \lambda_p / \lambda_m)}, \quad (1.11)$$

де λ_m – коефіцієнт теплопровідності матеріалу КС, Вт/м·К.

Максимальна пористість КС може бути визначена за виразом [34]:

$$\Pi_{\text{max}} = \exp(-6 \cdot d_B / l_B). \quad (1.12)$$

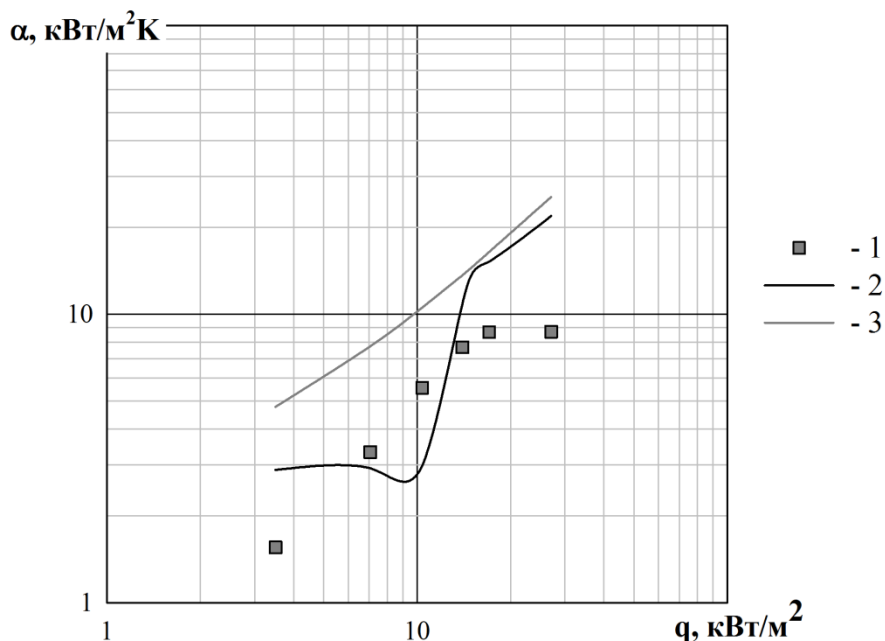
Ефективний діаметр пор визначається за формулою:

$$D_{\Pi}^e = d_B \cdot (8,75 \cdot (1 - \Pi) \cdot \sqrt{1 - \Pi_{\text{max}}})^{-1}. \quad (1.13)$$

Вираз (1.10) було отримано при атмосферному тиску для кипіння води та ацетону. Його рекомендують застосовувати для КС з наступними параметрами: $40 \leq P \leq 95\%$; $19 \cdot 10^{-6} \leq D_n^e \leq 230 \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $0,5 \leq \lambda_k \leq 69 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ [32]. За твердженням автора [32] залежність (1.10) узагальнює 95% експериментальних точок з похибкою $\pm 25\%$.

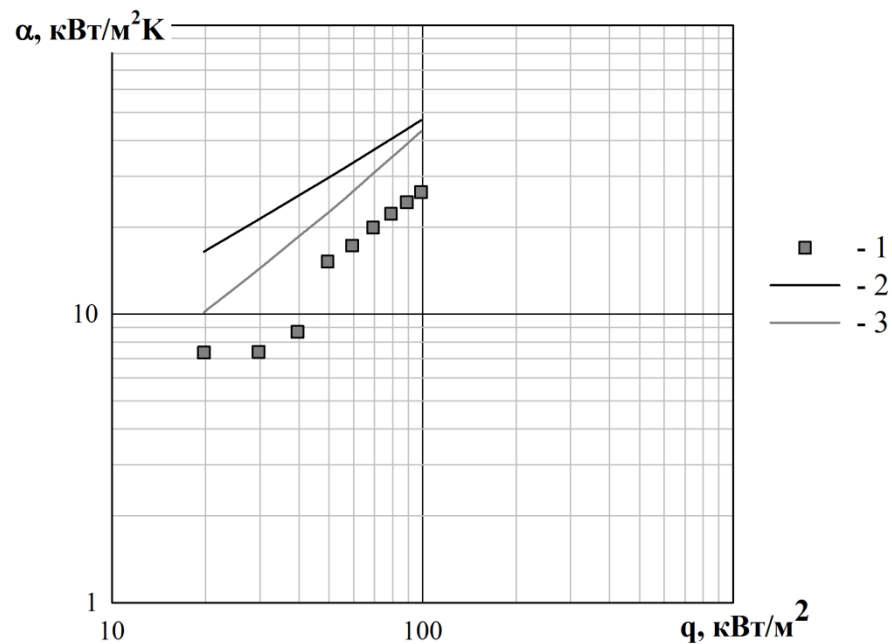
Як було вказано раніше, формули, приведені у [32] та [34], рекомендовано для розрахунку ТТ. Проте, співставлення результатів розрахунку за ними із експериментальними даними реальних конструкцій ТТ показало значну розбіжність між отриманими результатами (рис. 1.32, 1.33). Відхилення експериментальних даних від розрахункових в середньому склало 40-50%, хоча автори вказували на те, що воно не перевищуватиме 15%.

Зокрема, для виразів, приведених у [32], такі значні відхилення можна пояснити тим, що вони були отримані для випадку кипіння у великому об'ємі, в той час, як у теплових трубах значний вплив на процес теплообміну може здійснювати обмеженість простору.



1 – експериментальні дані [81]; 2 – розрахунок за [32]; 3 - розрахунок за [34]

Рисунок 1.32 – Інтенсивність теплообміну в зоні нагріву теплової труби круглого перерізу



1 – експериментальні дані [81]; 2 – розрахунок за [32]; 3 - розрахунок за [34]

Рисунок 1.33– Інтенсивність теплообміну в зоні нагріву П-подібної теплової труби

У [44] приведено залежність для визначення інтенсивності кипіння на пористих поверхнях, що враховує вплив тиску:

$$\alpha = C_1 \cdot q^n \cdot p^m \quad (1.14)$$

Коефіцієнт C_1 та показники степеня n та m залежать від товщини структури та знаходяться у межах 0,917-3,373; 0,65-0,53 та 0,43-0,31 відповідно. Формула дійсна для мідних МВКС товщиною від 19 мкм до 60 мкм при кипінні у великому об'ємі дистильованої води при тиску від 23 кПа до 97,5 кПа.

Всі приведені вище вирази для визначення інтенсивності теплообміну були отримані при кипінні у великому об'ємі на поверхні КС в наземних умовах. Тому більшість із них враховує вплив гравітаційних сил на процес кипіння.

Також слід відмітити, що хоч автори рекомендують використовувати приведені формули для розрахунків характеристик теплових труб або інших пристроїв, для яких характерні невеликі розміри вільного простору, проте отримані результати не завжди виявляються коректними.

1.4 Постановка задач дослідження

Аналіз літературних джерел показав, що на даний час, як для випадку кипіння на гладких поверхнях, так і на капілярно-пористих структурах не існує єдиної теорії, яка б пояснювала усю повноту явищ, що відбуваються. Крім цього, результатів, наведених у літературі, для деяких типів пористих покриттів недостатньо для того, щоб можна було однозначно встановити характер впливу того чи іншого чинника на інтенсивність процесу кипіння у пористому покритті. Приведені результати мають суперечливий характер. Практично відсутні дані по кипінню у КС в умовах капілярного транспорту теплоносія та в умовах обмеженого простору. А оскільки КС широко використовуються в таких умовах, то важливим є детальне вивчення процесів тепломасопереносу в них. З цих причин постають наступні завдання:

1. Розробити дослідні зразки пористих покриттів різної пористості, товщини та розмірів волокон для визначення характеристик процесу кипіння на них в умовах обмеженого простору.

2. Розробити методику дослідження та сконструювати дослідну установку для проведення вищевказаних досліджень.

3. Провести експериментальні дослідження з визначення впливу висоти вільного простору над поверхнею на процеси тепломасообміну при кипінні рідини на метало-волокнистій капілярній структурі, проаналізувати отримані дані, вдосконалити фізичну модель процесу та отримати нові узагальнюючі залежності для розрахунку коефіцієнтів теплообміну у вказаних умовах.

4. На основі отриманих результатів розробити методику розрахунку двофазних теплопередавальних пристроїв із капілярними структурами.

5. Провести порівняння отриманих результатів із результатами досліджень реальних конструкцій, в яких відбувається кипіння на пористих структурах.

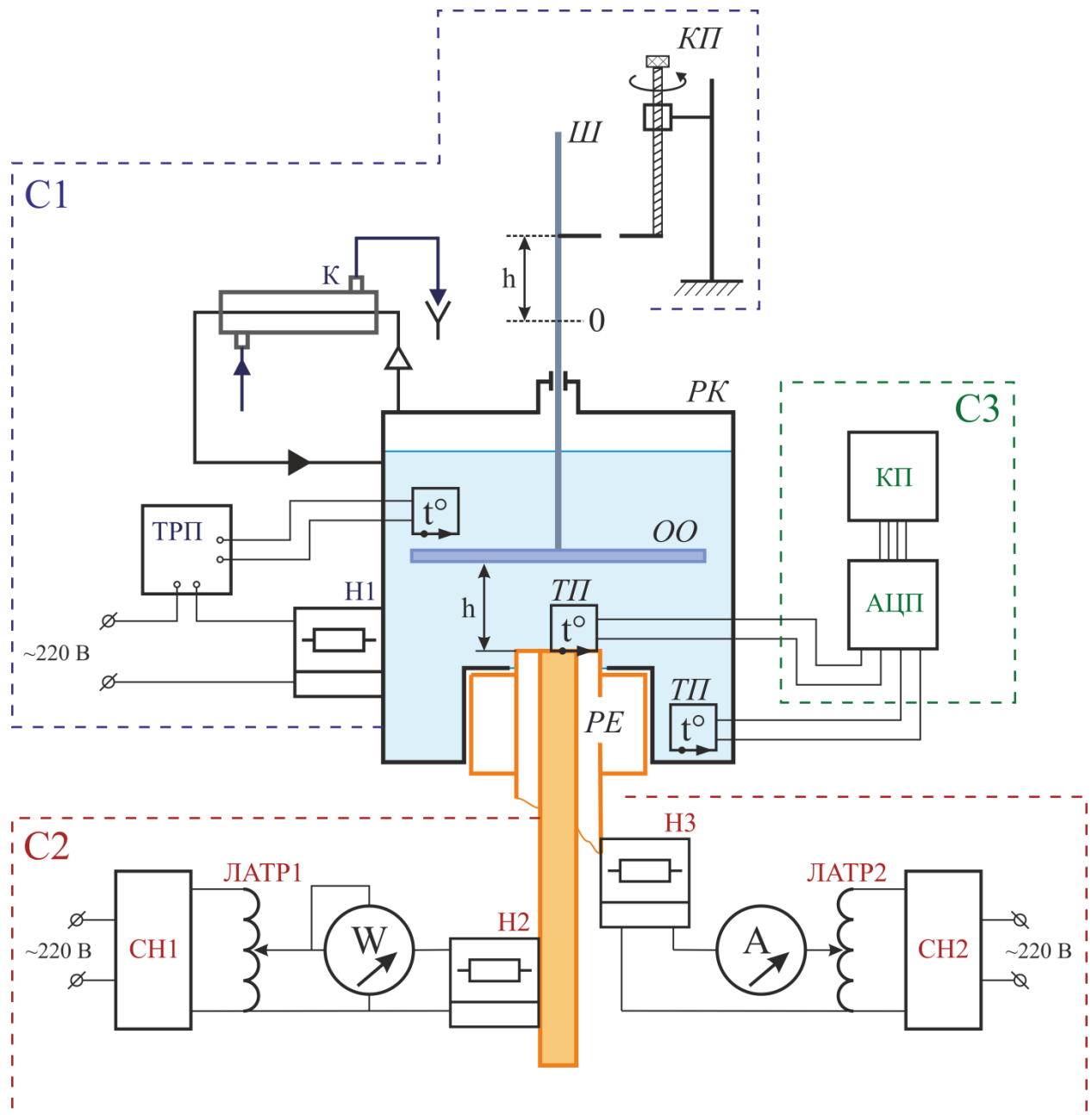
2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Опис експериментальної установки

Експериментальна установка для дослідження процесів кипіння складалася з таких основних елементів та систем (рис. 2.1):

- робоча камера РК, всередині якої розміщувався робочий елемент РЕ та обмежувач об'єму ОО;
- системи створення, контролю та підтримання постійності умов проведення досліду (С1);
- системи підведення та вимірювання теплового навантаження на РЕ (С2);
- системи вимірювання розподілу температур (С3).

Система підведення та вимірювання теплового навантаження С2 складалася з встановленого всередині робочого елемента РЕ ніхромового електронагрівача Н2, потужність якого регулювалася за допомогою лабораторного автотрансформатора ЛАТР1. Електрична потужність, що підводилася до нагрівача Н2, контролювалася ватметром W типу Д592. Для зменшення тепловтрат із зовнішньої поверхні робочого елемента в навколишнє середовище застосовувався охоронний нагрівач Н3, напруга на якому регулювалася за допомогою лабораторного автотрансформатора ЛАТР2, а сила струму у колі визначалася за показами амперметра А. Для уникнення впливу на підведену потужність коливань напруги в мережі змінного струму 220 В, ЛАТР1 та ЛАТР2 підключалися до неї через стабілізатори СН1 та СН2 відповідно. Температурне поле робочого елементу РЕ, визначалося за допомогою термопар ТП, аналого-цифрового перетворювача АЦП, підключеного до персонального комп'ютера КП (система С2).



РК – робоча камера; РЕ – робочий елемент; ОО – обмежувач об’єму; Ш – шток;

КП – координатний пристрій; ТП – термopapa.

C1: Н1 – нагрівач; ТРП – терморегулюючий пристрій; К – конденсатор; КП – координатний пристрій;

C2: Н2,3 – нагрівач; W – ватметр; ЛАТР1,2 – лабораторний автотрансформатор;

СН1,2 – стабілізатор напруги; А - амперметр

C3: АЦП – аналого-цифровий перетворювач; ПК – персональний комп’ютер

Рисунок 2.1 – Схема експериментальної установки

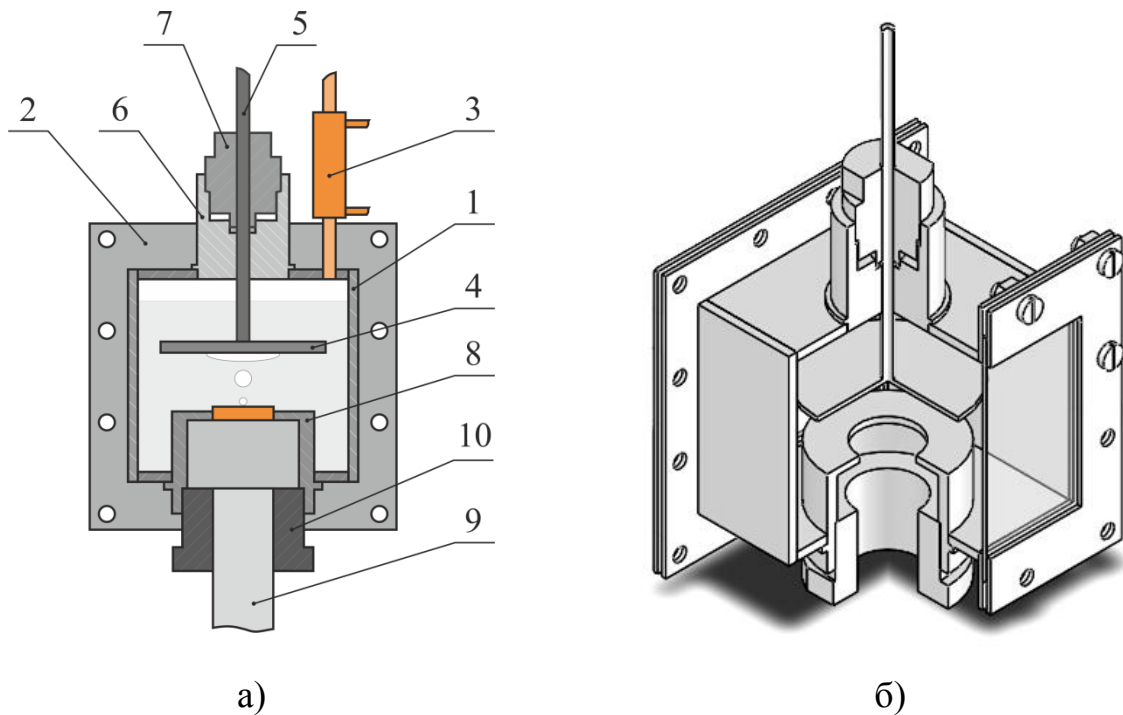
Система підтримання та контролю постійності умов проведення дослідів С1 дозволяла підтримувати незмінним рівень рідини у робочій камері РК та її температуру. Постійність рівня підтримувалася за рахунок

повернення в РК конденсованої в конденсаторі К пари, яка утворювалася в ході проведення експерименту. Охолодження конденсатора здійснювалося за допомогою мережевої води системи водопостачання, а його потужність регулювалася зміною її витрати. Для підтримання постійності температури робочої рідини використовувався охоронний нагрівач Н1, а її величина контролювалася за показаннями термопари. Нагрівач Н1 був під'єднаний до мережі змінного струму 220 В через терморегулюючий пристрій ТРП, за рахунок чого нагрів припинявся у випадку, коли температура рідини перевищувала задану. Також нагрівач Н1 використовувався при попередній підготовці установки та для виведення її на робочий температурний рівень.

При проведенні досліджень встановлювалася певна висота вільного об'єму рідини над поверхнею теплообміну робочого елемента обмежувачем об'єму ОО, положення якого визначалося за допомогою координатного пристрою КП.

Вимірювання та запис рівня температур робочого елемента РЕ і рідини здійснювалося за допомогою мідь-константанових термопар ТП, які через аналого-цифровий перетворювач типу ICP CON I-7018Z [82] (із вбудованим компенсатором нульового спаю) були під'єднані до персонального комп'ютера КП. Обробка сигналів термопар здійснювалася за допомогою програмного забезпечення EZ Data Logger [83].

Конструкція робочої камери представлена на рис. 2.2. Камера 1 була виготовлена з листів із нержавіючої сталі 10Х18Н10Т товщиною 4 мм і розмірами 10х10 см². З двох протилежних боків камери були встановлені скляні вікна, що дозволило спостерігати та фіксувати за допомогою фото- та відеоапаратури особливості процесів при кипінні на поверхні робочого елемента. Скляні вікна встановлювалися між фланцями 2. Для забезпечення герметичності між фланцями та вікнами встановлювалися гумові прокладки.



1 – корпус, 2 – фланці, 3 – конденсатор, 4 – обмежувач об'єму, 5 – шток, 6 – втулка,
7 – гайка, 8 – стакан, 9 – робочий елемент, 10 – утримуюча гайка

Рисунок 2.2 – Конструкція (а) та 3D-модель (б) робочої камери

У верхній частині РК був встановлений обмежувач об'єму 4, який представляв собою плоский диск з фторопласту на сталевому штоці 5. Встановлення обмежувача 4 в робоче положення здійснювалося шляхом затиснення його у втулці 6 гайкою 7. До верхньої грані РК був приєднаний конденсатор 3 типу труба-в-трубі.

До нижньої грані РК був приварений стакані 8. Робочий елемент 9 фіксувався в стакані 8 за допомогою притискної гайки 10. При проведенні досліджень використовувалися три типи робочих елементів:

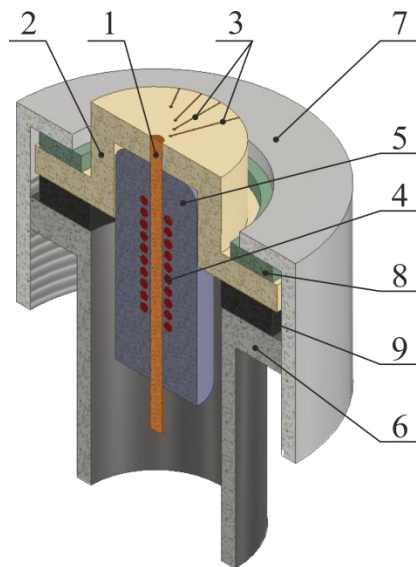
- 1) гладкі поверхні малого розміру (І тип);
- 2) гладкі поверхні значного розміру (ІІ тип);
- 3) пористі поверхні значного розміру (ІІІ тип).

Під поверхнями малого розміру маються на увазі такі, для яких розмір самої поверхні має вплив на процеси тепломасообміну, що протікають на ній. Для поверхонь значного розміру такий вплив відсутній.

Конструкція РЕ І типу представлена на рис. 2.3. В якості поверхні теплообміну РЕ І типу виступав торець мідного стрижня 1. На цій поверхні була виконана канавка, в яку в рівень був запаятий один з електродів термопар (константановий). В якості другого електроду виступав мідний стрижень. Таким чином була утворена мідь-константанова термопара, за показаннями якої визначалася температура поверхні теплообміну. На певній відстані (табл. 2.1) від верхнього торця до стрижня був припаяний ще один константановий дріт, за рахунок якого була утворена ще одна термопара. Переведення вимірних значень термо-ЕРС в температуру проводилося за допомогою попередньо отриманих градувальних характеристик створених термопар.

Підведення теплоти до мідного стрижня 1 відбувалося за допомогою ніхромового електронагрівача 4, намотаного на його нижню частину. Для зменшення тепловтрат в навколишнє середовище, електронагрівач вкривався шаром базальтової теплової ізоляції 5. Верхня частина стрижня 1 за допомогою термостійкого епоксидного клею вклеювалася врівень з торцем скловолокнітової шайби 2. Втрати теплоти через бічну поверхню стрижня 1 в шайбу 2 розраховувалися за результатами вимірювання її температурного поля. Для цього в шайбі 2 на певних відстанях від її центру (табл. 2.1) були встановлені чотири мідь-константанові термопари (рис 2.3,б).

Шайба 2 з мідним стрижнем 1 розміщувались у корпусі 6 і утримувались у ньому притискною гайкою 7. Для забезпечення щільності з'єднань використовувалися гумові кільця 8 та 9.



а)



б)

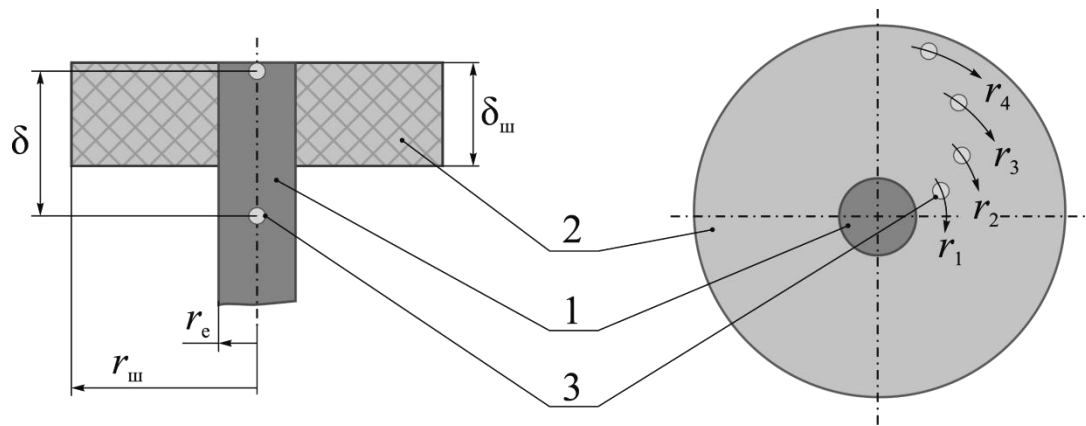
1 – тепловіділяючий стрижень; 2 – теплоізолююча шайба; 3 – термопари; 4 – нагрівач;
5 – тепла ізоляція; 6 – корпус РЕ; 7 – притискна гайка; 8, 9 – ущільнюючі кільця

Рисунок 2.3 – Конструкція (а) та зовнішній вигляд (б)
робочого елемента І типу

Основні розміри робочих елементів І типу представлені в табл. 2.1 та на рис. 2.4.

Таблиця 2.1 – Розміри робочих елементів І типу

№	Діаметр елемента $2 \cdot r_e$, мм	Відстань між термопарами в РЕ δ , мм	Діаметр шайби $2 \cdot r_{ш}$, мм	Товщина шайби $\delta_{ш}$, мм	Радіуси розташування термопар у шайбі, мм			
					r_1	r_2	r_3	r_4
1	0,88	4,20	20,0	1,78	1,26	2,20	3,67	4,78
2	1,73	7,51	20,0	2,95	1,65	2,37	3,33	4,07
3	4,94	9,80	21,0	3,43	4,00	5,25	6,05	7,00



1 – тепловідляючий елемент; 2 – скловолокнітова шайба; 3 - термопари

Рисунок 2.4 – Схема робочого елементу I типу

Слід відмітити, що оскільки до стрижня був приєднаний константовий дріт, поверхня тепловіддачі мала неправильну форму (рис. 2.5). Визначення еквівалентного діаметра поверхні теплообміну проводилося таким чином. За допомогою мікроскопа обрис робочого елементу переносився на міліметровий папір у масштабі 100:1. Після чого розраховувалася площа поверхні теплообміну F_e , а за допомогою курвіметра – її периметр Π_e . Визначення еквівалентного діаметра d_e проводилося за залежністю:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_e}{\Pi_e} . \quad (2.1)$$

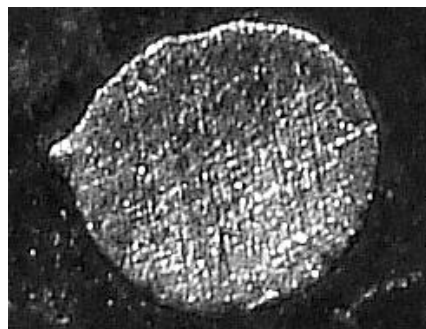
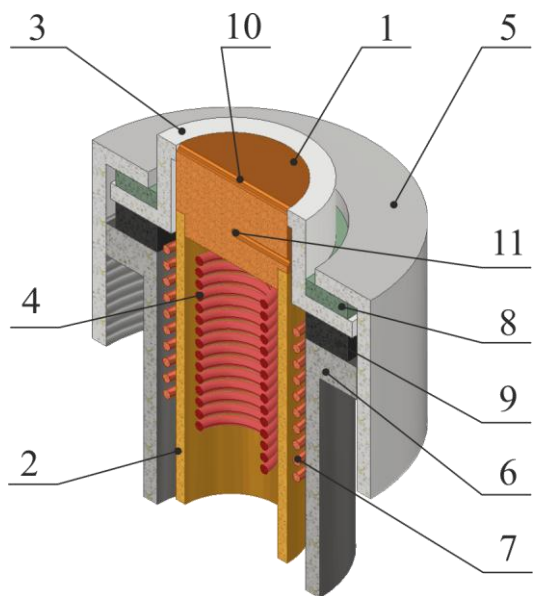


Рисунок 2.5 – Поверхня теплообміну робочого елементу діаметром 1,73 мм

При проведенні досліджень процесу кипіння на гладких та пористих поверхнях значного розміру використовувався робочий елемент II типу, конструкцію якого представлено на рис. 2.6. В якості поверхні теплообміну був використаний торець мідної втулки 1, припаяної до корпусу електронагрівача 2 за допомогою припою ПСр-40 [84]. Всередині корпусу 2 був розміщений ніхромовий електронагрівач 4. Втулка 1 із корпусом 2 були вклеєні у текстолітову теплоізолюючу шайбу 3. На зовнішній поверхні корпусу 2 розташовувався охоронний нагрівач 7. Текстолітова шайба 3 з робочим елементом затискалися гайкою 5 і корпусом 6. Герметичність робочого елементу забезпечувалася завдяки використанню ущільнюючих шайб 8, 9. У верхній частині втулки 1 була профрезована канавка для встановлення термопар. Величина теплового потоку визначалася за різницею показань верхньої 10 та нижньої 11 термопар, які були встановлені на осі втулки 1 на її поверхні та на 3,75 мм нижче, відповідно. Геометричні розміри такого елементу представлені в табл. 2.2.



а)



б)

1 – мідна втулка; 2 – корпус електронагрівача; 3 – теплоізолююча шайба; 4 – електронагрівач робочого елементу; 5 – притискна гайка; 6 – корпус; 7 – охоронний електронагрівач; 8, 9 – ущільнюючі шайби; 10 – верхня термопара; 11 – нижня термопара

Рисунок 2.6 - Конструкція (а) та зовнішній вигляд (б)
робочого елемента II типу

Таблиця 2.2 - Розміри робочого елементу II типу

№	Діаметр елемента $2 \cdot r_e$, мм	Відстань між термопарами в РЕ δ , мм	Діаметр шайби $2 \cdot r_{ш}$, мм	Товщина шайби $\delta_{ш}$, мм
1	14,0	3,75	19,8	1,80

При дослідженні процесу кипіння на пористих структурах робочий елемент III типу (рис. 2.7) був створений шляхом напаявання попередньо окисненого пористого покриття на поверхню мідної втулки 1 робочого елементу II типу. Окиснення КС проводилося в печі в атмосфері повітря при температурі 350 °С протягом 90-120 хвилин згідно рекомендацій [85]. Процедура окиснення структури була необхідною для здійснення якісного змочування її теплоносієм (кут змочування досягався близьким до 0°).



Рисунок 2.7 - Зовнішній вигляд теплообмінної поверхні робочого елементу III типу

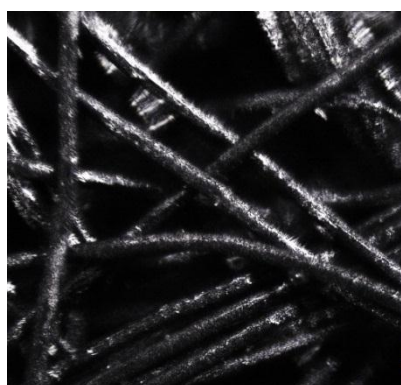
Характеристики досліджених в роботі МВКС наведені в табл. 2.3.

Пористість дослідних зразків визначалася методом, оснований на вимірюванні маси та об'єму зразка за методикою [86].

На рис. 2.8 представлені деякі із досліджених зразків МВКС.

Таблиця 2.3 - Характеристики зразків із капілярно-пористих структур

№ зразка	Діаметр волокон, мкм	Довжина волокон, мм	Товщина КС, мм	Пористість, %
1	10	3	1,01	77,4
2	20	3	1,06	81,5
3	30	3	1,05	81,6
4	50	3	1,02	79,1
5	50	5	1,00	80,0
6	50	7	1,01	80,4
7	50	3	1,00	65,1
8	50	3	1,00	75,3
9	50	3	1,01	85,3
10	20	3	0,42	82,7
11	20	3	0,5	78,8



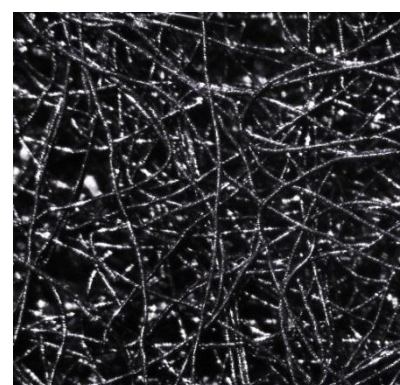
а)



б)



в)



г)

Рисунок 2.8 – Зразки досліджених МВКС з діаметром волокон 50 мкм (а), 30 мкм (б), 20 мкм (в), 10 мкм (г) зі збільшенням 100 разів

2.2 Методика досліджень

2.2.1 Попередня підготовка елементів дослідної установки та робочої рідини

1. Перед збиранням РК усі гумові елементи були дегазовані у киплячому дистиляті, що дозволило при проведенні досліджень зменшити кількість газів, що не конденсуються, які могли потрапити до робочого об'єму.

2. Внутрішні стінки камери та поверхня робочого елементу були очищені та знежирені за допомогою етилену.

3. Дегазована робоча рідина заливалася до робочої камери, а її кількість була такою, щоб вільна поверхня була вище на 20-30 мм поверхні обмежувача.

4. Після заправки РК рідиною проводився процес дегазації як самої рідини, так і поверхонь камери. З цією метою при відкритому конденсаторі в об'ємі камери підтримувався інтенсивний процес кипіння протягом тривалого часу (60-90 хвилин). Після охолодження камери при наступному нагріві перевірялась наявність або відсутність газових бульбашок на поверхнях. У разі їх відсутності процес дегазації завершувався. В протилежному випадку – були повторені вищевказані дії.

5. Одночасно із дегазацією камери проводилася підготовка робочої поверхні до досліджень. На нагрівач Н2 (рис. 2.1) подавалася потужність, достатня для виникнення розвиненого кипіння на досліджуваній поверхні. Процес кипіння продовжувався протягом 60-90 хвилин. Це дозволяло припрацювати поверхню для уникнення розходжень між отримуваними експериментальними даними. При дослідженні кипіння на пористих поверхнях це дозволяло також краще дегазувати капілярну структуру.

6. Перед кожною серією досліджень було визначене нульове положення обмежувача об'єму. А саме, обмежувач об'єму встановлювався таким чином, щоб його поверхня щільно прилягала до поверхні робочого

елементу. У разі відхилення показів на контрольному пристрої, проводилася його корекція до «0».

2.2.2 Проведення основного експерименту

1. Обмежувач об'єму виставлявся у фіксоване положення. Значення висоти, на якій він знаходився, визначалось за показами на контрольному пристрої та підтримувалося постійним протягом всього дослідження.

2. Через конденсатор пропускалась охолоджуюча рідина, причому її витрата встановлювалася достатньою для конденсації всієї кількості пари, що утворювалася в об'ємі робочої камери. Про це свідчила відсутність падіння рівня рідини.

3. Зовнішній електронагрівач Н1 під'єднувався до мережі змінного струму. Нагрів робочої камери здійснювався до заданої температури (насичення або такої, що відповідала заданій величині недогріву до температури насичення). Необхідний температурний рівень підтримувався за рахунок автоматичного вмикання/вимикання нагрівача Н1 терморегулюючим пристроєм. Задана температура підтримувалася з точністю $\pm 0,2$ °С.

4. Після встановлення умов досліду подавалося навантаження на електронагрівач робочого елементу Н2. Потужність на ньому поступово збільшувалась із заданим кроком до тих пір, поки на робочій поверхні не починалося кипіння. Початок кипіння фіксувався як візуально, так і за показами термопар. За показами ватметру W протягом всього досліду контролювалася постійність потужності, що підводилася до нагрівача Н2.

5. При дослідженні процесу кипіння на поверхні значного розміру одночасно із підключенням нагрівача Н2, подавалася потужність на охоронний електронагрівач робочого елементу Н3.

6. Після виходу на стаціонарний режим протягом 2-3 хвилин проводився запис сигналів термопар (опитування кожної з термопар відбувалося з частотою 1 Гц) і потужність на нагрівачі Н2 збільшувалася на

фіксовану величину. В разі потреби збільшувалася потужність на електронагрівачі НЗ.

7. Описані у п. 6 дії повторювалися до тих пір, доки температура робочого елементу не досягала гранично допустимого для такої конструкції значення (150 °С) або доки не починалася криза кипіння. Тоді потужність з нагрівачів Н2 і НЗ знімалася, робочий елемент охолоджувався до температури робочої рідини, обмежувач об'єму встановлювався у нове положення і дії описані у пп. 1-7 повторювалися.

2.3 Методика обробки експериментальних даних

При обробці дослідних даних використовувалася методика, наведена в [17, 87, 88].

Аналіз первинних даних дозволяв встановити межі стаціонарних режимів. Визначалися такі середні температури (рис. 2.9):

- $T_{\text{верх}}$ – температура поверхні теплообміну;
- $T_{\text{ниж}}$ – температура тепловиділяючого елементу нижче поверхні теплообміну на відстані δ ;
- $T_1 - T_4$ – температури поверхні шайби на відстанях відповідно $r_1 - r_4$ від центру поверхні теплообміну;
- T_5 – температура рідини.

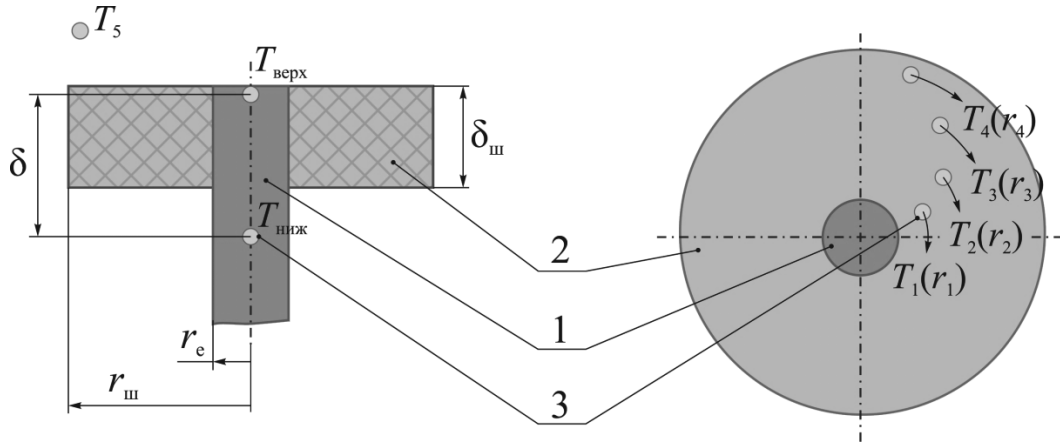
Кількість теплоти $Q_{\text{підв}}$, що підводиться до поверхні теплообміну (рис. 2.10) визначається за законом Біо-Фур'є:

$$Q_{\text{підв}} = \frac{\lambda_e \cdot F_e}{\delta} \cdot (T_{\text{ниж}} - T_{\text{верх}}), \quad (2.2)$$

де λ_e – коефіцієнт теплопровідності матеріалу тепловиділяючого елемента, Вт/м·К, значення якого визначалося за середньою температурою елементу $(T_{\text{ниж}} + T_{\text{верх}})/2$ згідно таблиць властивостей металів [89];

F_e – площа перерізу елемента, m^2 ;

δ – відстань між термопарами, що вимірюють температури $T_{\text{ниж}}$ і $T_{\text{верх}}$ у тепловідділяючому елементі, м.



1 – тепловідділяючий елемент; 2 – скловолокнітова шайба; 3 - термопари

Рисунок 2.9 – Температури робочого елемента

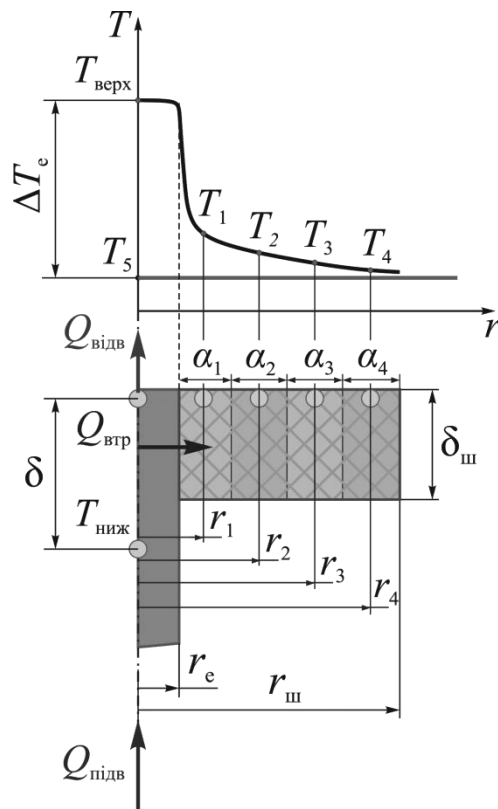


Рисунок 2.10 – Розподіл температур на поверхні робочого елемента

Для визначення втрат теплоти в шайбу ($Q_{\text{втр}}$) було прийнято припущення, що за способом відведення теплоти її можна вважати кільцевим ребром із одностороннім відведенням теплоти. Згідного такого припущення, розрахунок кількості теплоти проводився згідно залежності [90]:

$$Q_{\text{втр}} = \pi \cdot r_e \cdot \delta_{\text{ш}} \cdot \lambda_{\text{ш}} \cdot m \cdot (T_{\text{верх}} - T_5) \cdot \psi, \quad (2.3)$$

де r_e – радіус поверхні теплообміну, м;

$\delta_{\text{ш}}$ – товщина шайби, м;

$\lambda_{\text{ш}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу шайби, Вт/(м·К). Останній визначається згідно таблиць [91] за середньою температурою шайби:

$$\overline{T}_{\text{ш}} = \frac{\left(T_{\text{верх}} + \sum_{i=1}^4 T_i \right)}{5}; \quad (2.4)$$

m – параметр ребра, 1/м:

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_{\text{ш}} \cdot u}{\lambda \cdot f}}, \quad (2.5)$$

де $\alpha_{\text{ш}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні шайби, Вт/(м²·К);

u – довжина змоченого периметру шайби, м;

f – площа поперечного перерізу шайби, м².

ψ – параметр, що визначається за формулою:

$$\psi = \frac{I_1(m \cdot r_{\text{ш}}) \cdot K_1(m \cdot r_e) - I_1(m \cdot r_e) \cdot K_1(m \cdot r_{\text{ш}})}{I_0(m \cdot r_e) \cdot K_1(m \cdot r_{\text{ш}}) + I_1(m \cdot r_{\text{ш}}) \cdot K_0(m \cdot r_e)}, \quad (2.6)$$

де $I_0(x)$, $I_1(x)$, $K_0(x)$, $K_1(x)$ – модифіковані функції Бесселя.

Через те, що для розрахунку параметрів m та ψ необхідні значення коефіцієнтів тепловіддачі від шайби, розрахунок проводився таким чином. За експериментально визначеними локальними значеннями температур шайби методом послідовних наближень з виразу для локального значення температури шайбового ребра (2.7) знаходилося локальне значення параметру m_i (рис. 2.10):

$$v_i = v_e \frac{I_0(m_i \cdot r_i) \cdot K_1(m_i \cdot r_{\text{ш}}) + I_1(m_i \cdot r_{\text{ш}}) \cdot K_0(m_i \cdot r_i)}{I_0(m_i \cdot r_e) \cdot K_1(m_i \cdot r_{\text{ш}}) + I_1(m_i \cdot r_{\text{ш}}) \cdot K_0(m_i \cdot r_e)}, \quad (2.7)$$

де $v_i = T_i - T_5$ – надлишкова температура шайби на відстані r_i від центру, К;

$v_e = T_e - T_5$ – надлишкова температура поверхні теплообміну, К.

Після цього визначалося середньоповерхнєве значення параметру ребра m :

$$m = \frac{\sum_{i=1}^4 m_i \cdot F_i}{F_{\text{ш}}}, \quad (2.8)$$

де F_i – площі поверхонь ділянок шайби, в межах яких параметр ребра можна приймати постійним і рівним локальному значенню на відстані r_i , м².

Розрахунок F_i проводився за (2.9) - (2.12):

$$F_1 = \pi \cdot \left(\left[\frac{r_1 + r_2}{2} \right]^2 - r_e^2 \right), \quad (2.9)$$

$$F_2 = \pi \cdot \left(\left[\frac{r_2 + r_3}{2} \right]^2 - \left[\frac{r_1 + r_2}{2} \right]^2 \right), \quad (2.10)$$

$$F_3 = \pi \cdot \left(\left[\frac{r_3 + r_4}{2} \right]^2 - \left[\frac{r_2 + r_3}{2} \right]^2 \right), \quad (2.11)$$

$$F_4 = \pi \cdot \left(r_{\text{ш}}^2 - \left[\frac{r_3 + r_4}{2} \right]^2 \right). \quad (2.12)$$

$F_{\text{ш}}$ – площа поверхні шайби, м²:

$$F_{\text{ш}} = \sum_{i=1}^4 F_i = \pi \cdot (r_{\text{ш}}^2 - r_{\text{е}}^2). \quad (2.13)$$

Після визначення m за (2.6) визначався параметр ψ , а потім за (2.3) – величина втрат теплоти $Q_{\text{втр}}$.

Кількість теплоти, що відводилася від поверхні теплообміну визначалася на основі рівняння теплового балансу:

$$Q_{\text{відв}} = Q_{\text{підв}} - Q_{\text{втр}}. \quad (2.14)$$

Густина теплового потоку, що відводилася:

$$q_{\text{відв}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{відв}}}{\pi \cdot d_{\text{е}}^2}. \quad (2.15)$$

Коефіцієнт теплообміну при кипінні визначався за законом Ньютона-Ріхмана:

$$\alpha = \frac{q_{\text{відв}}}{T_{\text{е}} - T_5}. \quad (2.16)$$

2.4 Аналіз похибок

Для визначення надійності експериментальних даних та довірчих інтервалів отримуваних результатів було розраховано величини очікуваних похибок вимірювання.

Згідно загальноприйнятій класифікації виділяють три типи похибок, а саме: систематичні або інструментальні, випадкові та грубі похибки (промахи) [92].

Останні були усунуті за рахунок дублювання кожного з дослідів та ретельного аналізу отриманих даних.

Випадкові похибки виникають за рахунок того, що замість істинного значення величини у розрахунках використовуються або її миттєві або усереднені значення. У роботі подібні похибки виникають при визначенні температур елементів та рідини. Причому, оскільки для процесу кипіння характерна наявність пульсацій температури, похибка визначення середнього значення збільшується. Саме з метою зменшення випадкової похибки кількість точок, по яких знаходилося середнє значення для кожної з температур перевищувало 100.

Дисперсія середнього арифметичного температури визначалась за залежністю:

$$D(T) = \frac{\sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2}{n-1}. \quad (2.17)$$

Середньоквадратична похибка середнього арифметичного температури визначалась за як:

$$\sigma(T) = \sqrt{\frac{D(T)}{n}}. \quad (2.18)$$

Випадкова похибка визначення середнього значення температури має вигляд:

$$\Delta_{\Sigma}T = \pm t \cdot \sigma(T), \quad P, \quad (2.19)$$

де t – критерій Стюдента, що відповідає довірчій вірогідності P при n вимірах.

Розрахунок випадкових похибок визначення температури проводився для вибірки з 30 вимірів (дод. А). Результати розрахунків наведено у табл. 2.4

Таблиця 2.4 – Випадкова похибка визначення температури

	$T_{\text{верх}}$	$T_{\text{ниж}}$	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5
\bar{T} , °C	120,08	115,68	101,52	101,00	100,90	100,19	99,60
$D(T)$, °C (2.17)	0,0180	0,0556	0,0507	0,0651	0,0774	0,1978	0,0583
$\sigma(T)$, °C (2.18)	0,0033	0,0102	0,0093	0,0119	0,0141	0,0361	0,0106
P	0,95						
t	2						
$\Delta_{\Sigma}T$, °C (2.19)	0,0066	0,0203	0,0185	0,0238	0,0283	0,0722	0,0213
$\delta_{\Sigma}T$, %	0,005	0,018	0,018	0,024	0,028	0,072	0,021

Оскільки випадкові похибки незначні, а довірчий інтервал прийнято рівним $P=0,95$, системні відносні похибки можна розраховувати за спрощеною методикою [90].

Відносна похибка визначення коефіцієнту тепловіддачі $\delta\alpha$, що розраховується за формулою (2.16), визначається таким чином:

$$\delta\alpha = \sqrt{\delta^2 q_{\text{відв}} + \delta^2 T_e + \delta^2 T_5} = \sqrt{\delta^2 q_{\text{відв}} + 2 \cdot \delta^2 T}, \quad (2.20)$$

де $\delta q_{\text{відв}}$ – відносна похибка визначення густини відведеного теплового потоку;

δT_i – відносна похибка визначення температури.

Відносна похибка визначення густини теплового потоку розраховується за формулою:

$$\delta q_{\text{відв}} = \sqrt{\delta^2 Q_{\text{відв}} + 2 \cdot \delta^2 d_e}, \quad (2.21)$$

де $\delta Q_{\text{відв}}$ – відносна похибка визначення величини відведеного теплового потоку;

δd_e – відносна похибка визначення діаметру елементу.

Остання визначається за спрощеною методикою як:

$$\delta d_e = \frac{\Delta d_e}{d_e}, \quad (2.22)$$

де Δd_e – абсолютна похибка визначення діаметру елементу, м. Оскільки вимірювання проводились за допомогою мікроскопу БМІ-1 з ціною поділки $1 \cdot 10^{-5}$ м, дана величина становить $0,5 \cdot 10^{-5}$ м.

Відносна похибка визначення температури δT розраховується за виразом:

$$\delta T = \frac{\Delta T + \Delta_{\Sigma} T}{T}, \quad (2.23)$$

де ΔT – абсолютна інструментальна похибка визначення температури. Для використаної системи вимірювання абсолютна похибка становить 0,1 К;

$\Delta_{\Sigma}T$ – випадкова похибка визначення температури, розрахована за формулою (2.19), К

T – абсолютне значення вимірюваної температури, К.

Відносна похибка визначення величини відведеного теплового потоку розраховувалася, як:

$$\delta Q_{\text{відв}} = \sqrt{\delta^2 Q_{\text{підв}} + \delta^2 Q_{\text{втр}}}, \quad (2.24)$$

де $\delta Q_{\text{підв}}$ – відносна похибка визначення величини підведеного теплового потоку;

$\delta Q_{\text{втр}}$ – відносна похибка визначення величини втрат теплового потоку.

В свою чергу, відносна похибка визначення підведеного теплового потоку визначалася за виразом:

$$\delta Q_{\text{підв}} = \sqrt{\delta^2 \lambda_{\text{е}} + \delta^2 F_{\text{е}} + \delta^2 \delta + \delta^2 (T_{\text{ниж}} - T_{\text{верх}})}, \quad (2.25)$$

або

$$\delta Q_{\text{підв}} = \sqrt{\delta^2 \lambda_{\text{е}} + 2\delta^2 d_{\text{е}} + \delta^2 \delta + 2\delta^2 T}, \quad (2.26)$$

тут $\delta \lambda_{\text{е}}$ – відносна похибка визначення коефіцієнту теплопровідності міді, що становить для даної табличної величини 1% [89];

$\delta(\delta)$ – відносна похибка визначення відстані між термопарами у елементі, яка знаходиться як:

$$\delta(\delta) = \frac{\Delta \delta}{\delta}, \quad (2.27)$$

де $\Delta\delta$ – абсолютна похибка вимірювання відстані між термopарами, що становить $0,5 \cdot 10^{-5}$ м.

Відносна похибка визначення величини втрат теплового потоку $\delta Q_{\text{втр}}$ розраховується за залежністю:

$$\delta Q_{\text{втр}} = \sqrt{\delta^2 d_e + \delta^2 \delta_{\text{ш}} + \delta^2 \lambda_{\text{ш}} + \delta^2 m + 2\delta^2 T + \delta^2 \psi}, \quad (2.28)$$

де $\delta\lambda_{\text{ш}}$ – відносна похибка визначення коефіцієнту теплопровідності для скловолокніту, що становить 3% [89];

δm , $\delta\psi$ – відносні похибки визначення відповідно параметру ребра m та параметру ψ . При прийнятій методиці їх визначення δm та $\delta\psi$ не перевищують 1%.

$\delta(\delta_{\text{ш}})$ – відносна похибка визначення товщини шайби, що розраховується як:

$$\delta(\delta_{\text{ш}}) = \frac{\Delta\delta_{\text{ш}}}{\delta_{\text{ш}}}, \quad (2.29)$$

де $\Delta\delta_{\text{ш}}$ – абсолютна похибка визначення товщини шайби, що становить $0,05 \cdot 10^{-3}$ м, оскільки вимірювання проводилися за допомогою штангенциркуля.

Результати розрахунку похибок визначення вищеописаних величин наведено у табл. 2.5, 2.6.

Таким чином, інструментальні очікувані похибки визначення теплових потоків та коефіцієнтів тепловіддачі не перевищують $\pm 5\%$, що свідчить про те, що обрані методики дозволяють отримати дані достатньої точності.

Таблиця 2.5 – Відносна похибка прямих вимірів

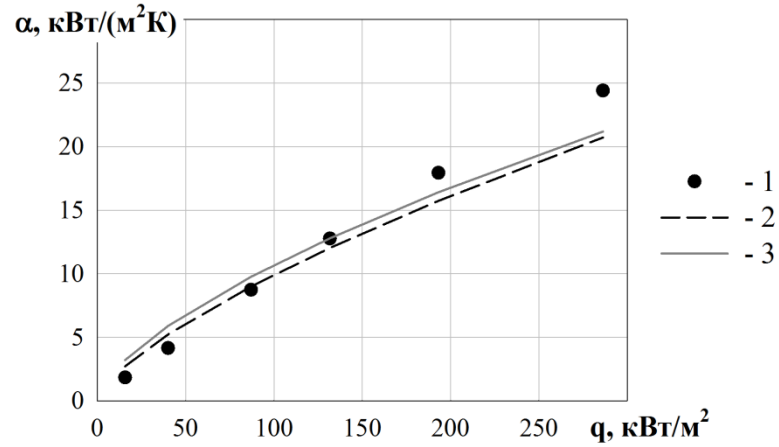
Величина	Зачення вимірюваної величини		Абсолютна похибка визначення	Відносна похибка, %	
	min	max		min	max
$t, ^\circ\text{C}$	40	155	$\pm 0,1722$	0,111	0,431
$\delta, \text{м}$	$3,95 \cdot 10^{-3}$	$7,51 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,5 \cdot 10^{-5}$	0,067	0,127
$d_e, \text{м}$	$0,88 \cdot 10^{-3}$	$20 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,5 \cdot 10^{-5}$	0,025	0,568
$\delta_{\text{ш}}, \text{м}$	$1,95 \cdot 10^{-3}$	$3,0 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,5 \cdot 10^{-4}$	1,667	2,594

Таблиця 2.6 – Відносна похибка непрямих вимірів

Величина	Формула для визначення величини	Формула для визначення похибки	Відносна похибка, %	
			min	max
$Q_{\text{втр}}, \text{Вт}$	(2.3)	(2.28)	3,715	4,274
$Q_{\text{підв}}, \text{Вт}$	(2.2)	(2.26)	1,015	1,426
$Q_{\text{відв}}, \text{Вт}$	(2.14)	(2.24)	3,851	4,506
$q_{\text{відв}}, \text{Вт/м}^2$	(2.15)	(2.21)	3,852	4,577
$\alpha, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	(2.16)	(2.20)	3,855	4,617

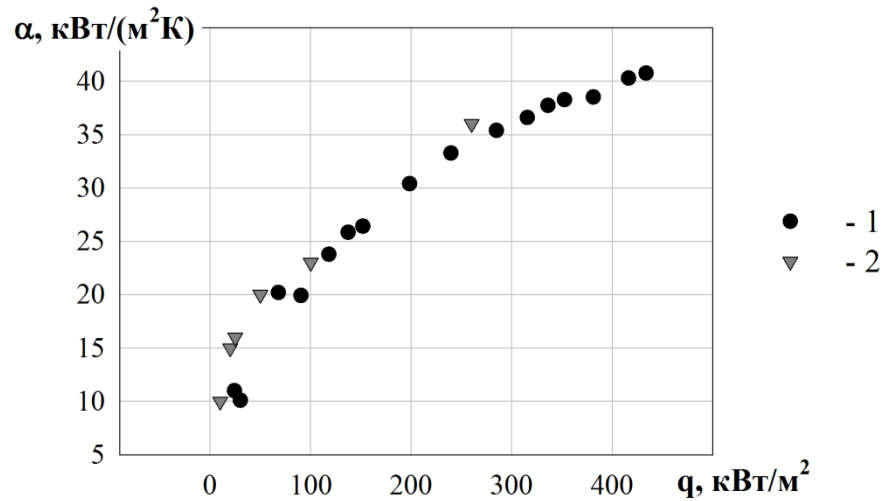
2.5 Перевірка коректності методики отримання дослідних даних

З метою перевірки коректності отриманих даних, були проведені дослідження інтенсивності кипіння у великому об'ємі на гладкій поверхні значного розміру і на капілярній структурі товщиною 1,02 мм і пористістю 79,1%, виготовлених із волокон діаметром 50 мкм, довжиною 3 мм. Отримані результати для гладких поверхонь були співставлені з [90], для пористих – з [43]. Результати співставлення, наведені на рис. 2.11, 2.12, демонструють, що розбіжність не перевищує $\pm 10\text{--}12\%$.



1 – результати досліджень, 2 – розрахунок за формулою Міхєєва [90],
3 – розрахунок за формулою Лабунцова [90]

Рисунок 2.11 – Співставлення результатів досліджень при кипінні на
гладких поверхнях



1 – результати досліджень; 2 – результати [43]

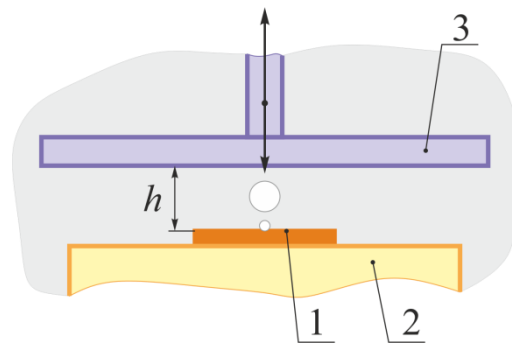
Рисунок 2.12 – Співставлення результатів досліджень при кипінні на
пористих поверхнях

3 ХАРАКТЕРИСТИКИ КИПІННЯ ДЛЯ ГЛАДКИХ ТА ПОРИСТИХ ПОВЕРХНОНЬ В УМОВАХ ОБМЕЖЕНОГО ПРОСТОРУ

3.1 Температурні характеристики поверхонь теплообміну при кипінні в обмежених умовах

3.1.1 Перегрів відносно температури насичення

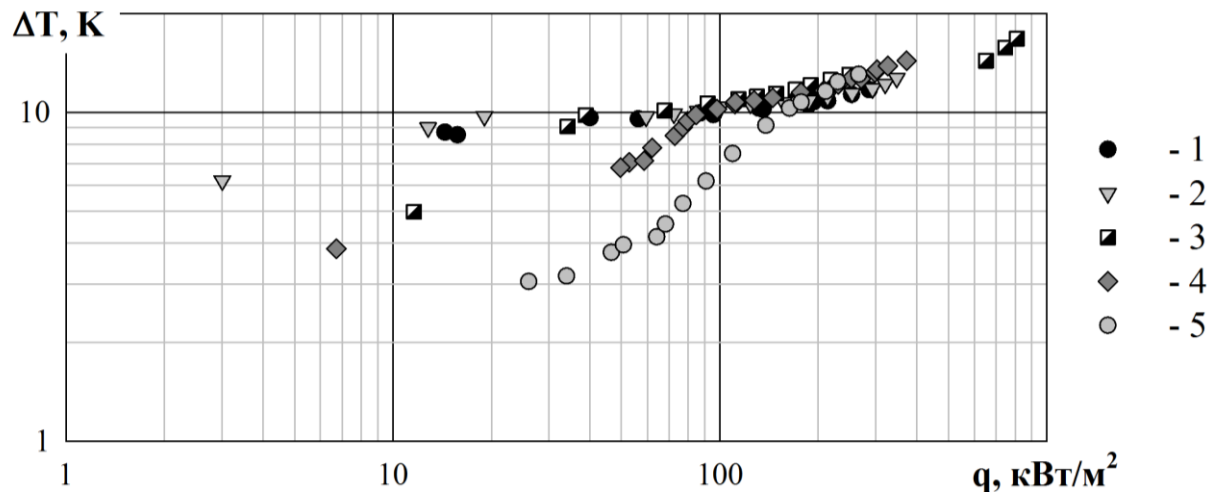
В результаті досліджень були отримані залежності перегріву поверхонь теплообміну відносно температури насичення в залежності від густини підведеного теплового потоку для всіх типів досліджених поверхонь (гладких і пористих) при кипінні у великому об'ємі рідини та в умовах обмеженого простору (рис. 3.1) [88, 93, 94].



1 – поверхня теплообміну; 2 – шайба; 3 – обмежувач об'єму; h – висота вільного простору

Рисунок 3.1 – Схематичне зображення робочого об'єму рідини

На рис. 3.2 наведений графік залежності перегріву гладкої поверхні значного розміру від висоти між теплообмінною та обмежуючою поверхнями h і густини підведеного теплового потоку q . Результати досліджень показали, що висота вільного простору суттєво впливає на характер кривої. В області низьких і середніх теплових потоків ($q < 200 \text{ кВт/м}^2$) зменшення відстані між поверхнями h (рис. 3.1) призводить до зменшення перегріву поверхні. При $q > 300 \text{ кВт/м}^2$ спостерігався обернений зв'язок – зростання перегріву поверхні теплообміну зі зменшенням відстані h .



1 – великий об’єм; 2 – $h=17$ мм; 3 – $h=10$ мм; 4 – $h=7,5$ мм; 5 – $h=2,5$ мм.

Рисунок 3.2 – Залежність перегріву гладкої поверхні від густини підведеного теплового потоку при кипінні

Такі явища пояснюються механізмом взаємодії парового утворення під обмежувачем із паровими бульбашками на поверхні теплообміну. При низьких теплових потоках парові бульбашки приєднуються до парового утворення (рис. 3.3, б) і процес генерації пари відбувається безперервно, на відміну від кипіння у великому об’ємі, коли після відриву парової бульбашки від поверхні протягом деякого часу («періоду мовчання») ЦПУ не працює. При цьому, прохідний переріз для доступу рідини до діючих ЦПУ є достатнім.



а)

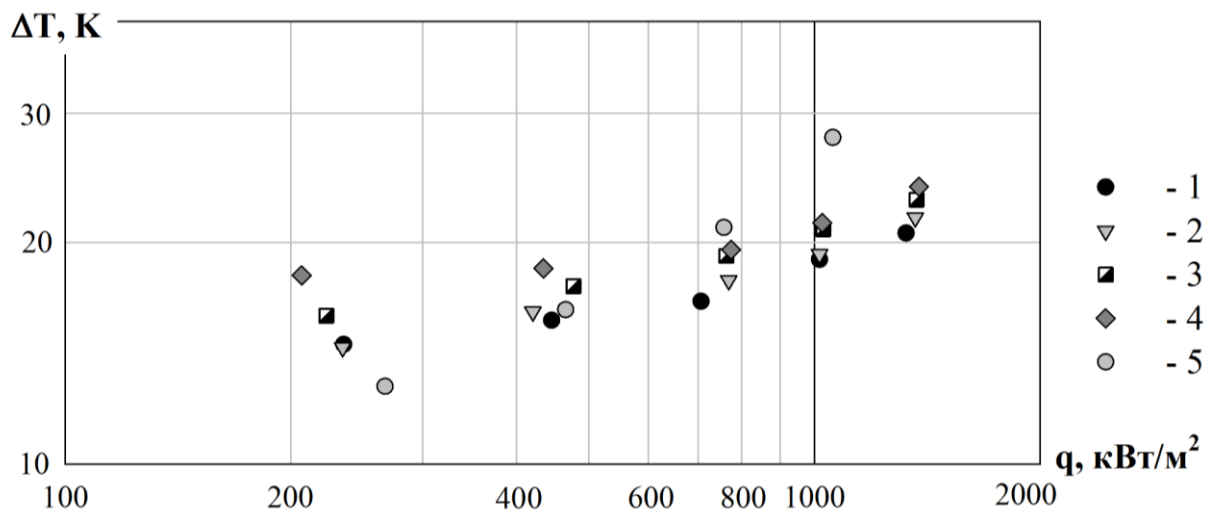


б)

Рисунок 3.3 – Візуалізація процесу кипіння на гладкій поверхні у великому об’ємі (а) та при висоті вільного простору 7,5 мм (б) ($q=80$ кВт/м²)

При високих густинах теплових потоків кількість пари, що утворюється, значно більша, ніж у попередньому випадку, тому парове утворення може займати майже весь вільний простір. Внаслідок цього доступ теплоносія до центрів пароутворення ускладнюється і поверхня теплообміну перегрівається.

Також були отримані залежності перегріву поверхні теплообміну від густини теплового потоку для гладких поверхонь малого розміру. Результати таких досліджень наведені на рис. 3.4. Характер кривих значною мірою подібний до кривих, отриманих для поверхонь значного розміру. Причиною цього є також вплив парового утворення під обмежуючою поверхнею на процес кипіння. Однак, слід зазначити, що для таких поверхонь відстань, при якій починає проявлятися вплив обмеженості, суттєво залежить від розміру поверхні теплообміну – чим менший розмір поверхні, тим при менших висотах h проявляється вплив.

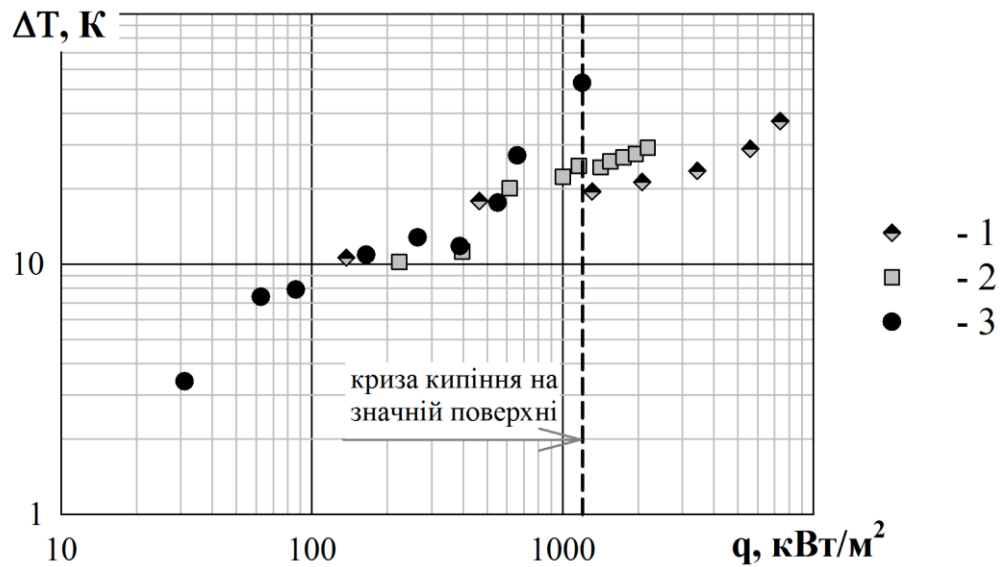


1 – великий об'єм; 2 – $h=16$ мм; 3 – $h=10$ мм; 4 – $h=6$ мм; 5 – $h=2$ мм.

Рисунок 3.4 – Залежність перегріву гладкої поверхні діаметром 1,73 мм від густини підведеного теплового потоку при кипінні

Було встановлено, що величина перегріву відносно температури насичення при густинах відведених теплових потоків $q > 300$ кВт/м² в значній мірі залежить від діаметра поверхні теплообміну (рис. 3.5). Чим менший був

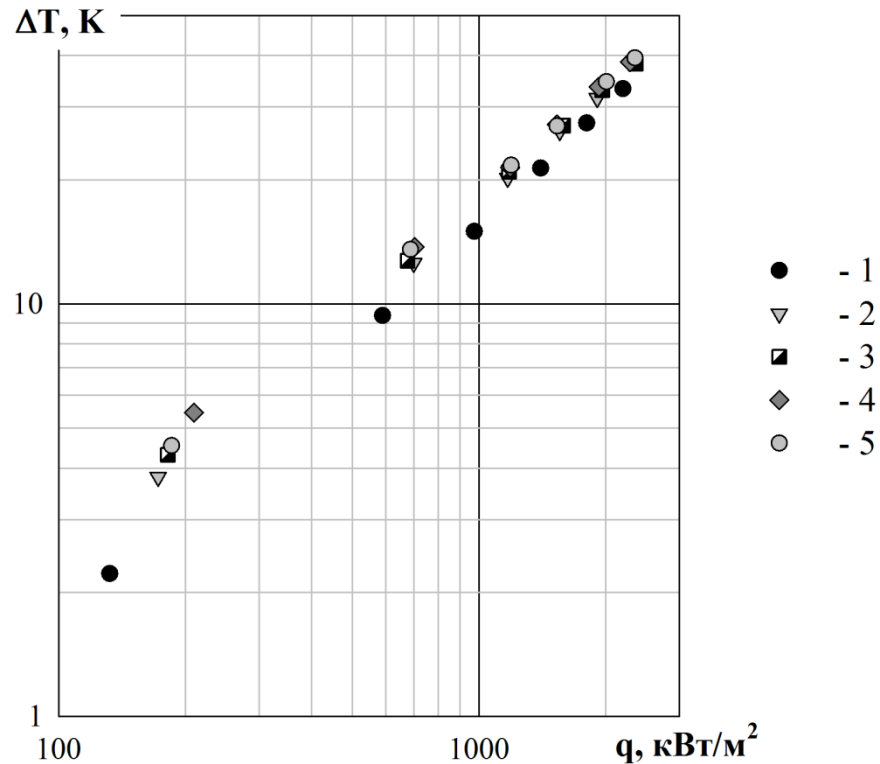
діаметр поверхні, тим меншим був її перегрів. Це пояснюється зменшенням товщини теплового пограничного шару із зменшенням діаметру поверхні.



діаметр поверхні: 1 – 0,88 мм; 2 – 1,73 мм; 3 – 4,94 мм

Рисунок 3.5 – Перегрів гладкої поверхні в залежності від її діаметру при кипінні у великому об'ємі

Аналізуючи результати досліджень було виявлено, що зміна висоти обмежувача над поверхнею тепловіддачі має найменший вплив на характер кривих перегріву для поверхонь із капілярними структурами (рис. 3.6).



1 – великий об'єм; 2 – $h=22,5$ мм; 3 – $h=17,5$ мм; 4 – $h=7,5$ мм; 5 – $h=2,5$ мм.

Рисунок 3.6 – Залежність перегріву поверхні із капілярною структурою (зразок №2, табл. 2.3) від густини підведеного теплового потоку при кипінні

Це пояснюється тим, що парове утворення, яке виникає над капілярною структурою (рис. 3.7) найбільше впливає на масоперенос рідини та пари в просторі між КС та обмежувачем, тобто ззовні структури. На процес кипіння, що протікає всередині КС, парове утворення впливає опосередковано.

При цьому збільшення відстані між обмежуючою та теплообмінною поверхнями з пористим покриттям призводить до зменшення перегріву поверхні відносно температури насичення і, відповідно, збільшення інтенсивності теплообміну. Вплив обмеженості простору тим більший, чим вища густина теплового потоку, що передається. Погіршення умов тепловідводу при значних густинах теплового потоку пов'язано з ускладненням умов або неможливістю підтікання рідини до верхньої частини капілярної структури.

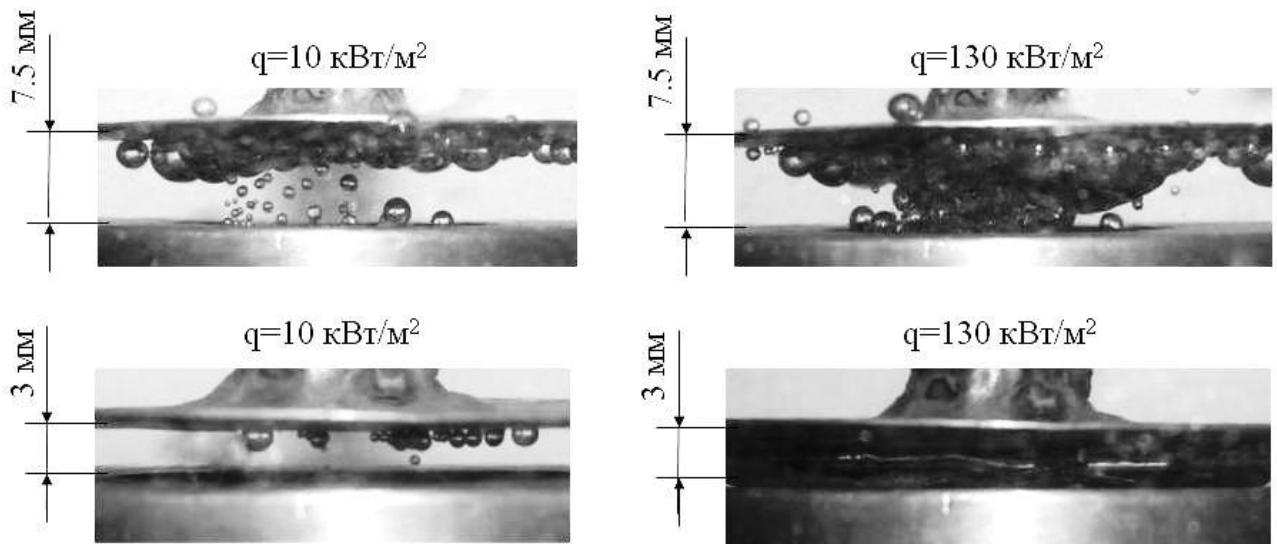
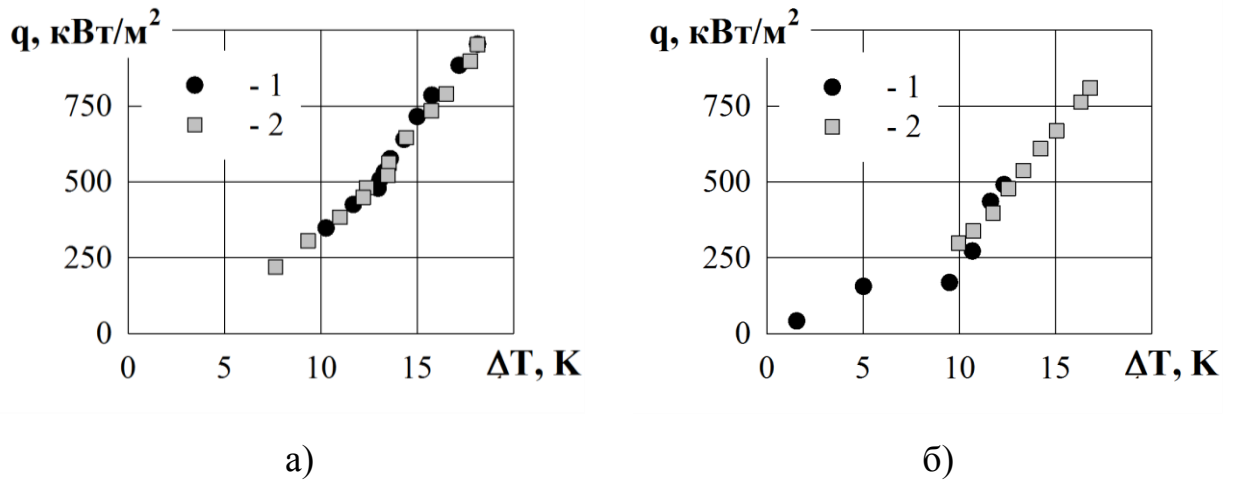


Рисунок 3.7 – Візуалізація процесу кипіння на пористій структурі (зразок №4, табл.2.3) в умовах обмеженого простору [93]

3.1.2 Залежності відведеного теплового потоку від перегріву поверхні

Як показав літературний огляд, не існує єдиної підтвердженої думки щодо існування явища температурного гістерезису при кипінні на метало-волокнистих капілярних структурах [32, 34, 38, 43]. Дослідження цього питання є важливим як з точки зору розширення фізичних уявлень про процес кипіння на КС, так і з практичної точки зору для проектування систем охолодження з використанням фазового переходу на КС. В роботі були проведені дослідження при покроковому нагріванні, а потім охолодженні теплообмінної поверхні, що дозволило б виявити наявність температурного гістерезису. Результати таких досліджень для гладкої поверхні значного розміру наведені на рис. 3.8.



Збільшення (1) і зменшення (2) теплового навантаження

Рисунок 3.8 - Вплив перегріву поверхні на відведену теплову потужність при кипінні на гладкій поверхні у великому об'ємі (а) та при відстані до обмежувача 7,5 мм (б)

Дослідження показали, що на гладкій поверхні значного розміру гістерезис в дослідженій області теплових потоків не спостерігався. Такий результат пояснюється тим, що на поверхні значного розміру велика кількість центрів пароутворення і тому активація або деактивація декількох з них не призводить до суттєвої зміни температури поверхні, на відміну від кипіння на гладкій поверхні малого розміру.

Аналогічні результати були отримані при кипінні на МВКС, і вони не залежали від характеристик волокон КС та її товщини (рис. 3.9, 3.10). У капілярних структур відсутність температурного гістерезису в дослідженому діапазоні густин теплового потоку пояснюється тим, що при нанесенні КС на гладку поверхню на ній штучно створюється велика кількість потенційних центрів пароутворення (ЦПУ), причому розміри цих центрів значно (в 5-20 разів) перевищують розміри мікротріщин на поверхні. Тому активація ЦПУ відбувається при низьких густинах теплових потоків і дуже швидко, а при зниженні густини підведеного теплового потоку вони тривалий час продовжують працювати. Однак, швидше за все, це відбувається в області

густин теплових потоків, значно нижчих за ті, при яких проводилися дослідження.

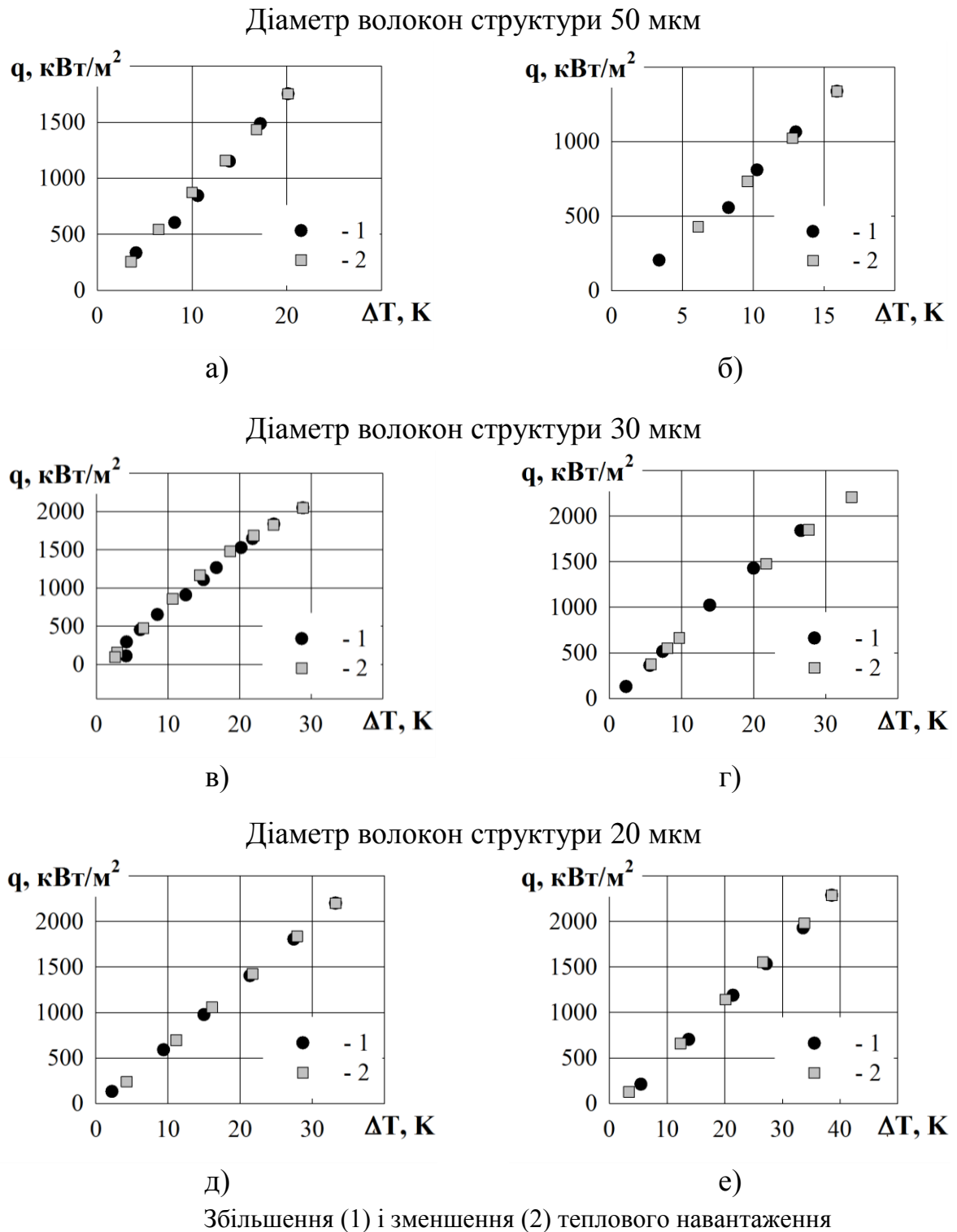


Рисунок 3.9 – Вплив перегріву поверхні на відведену теплову потужність при кипінні на капілярних структурах товщиною ~ 1 мм і пористістю $\sim 80\%$ у великому об'ємі (а, в, д) та при відстані до обмежувача 7,5 мм (б, г, е)

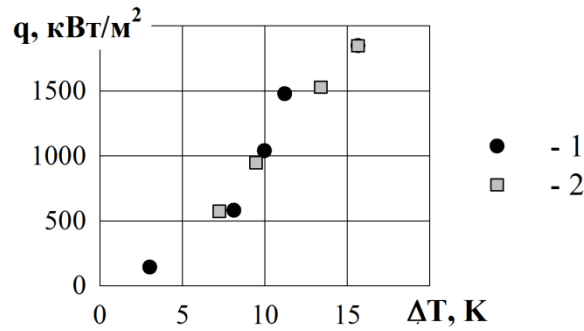
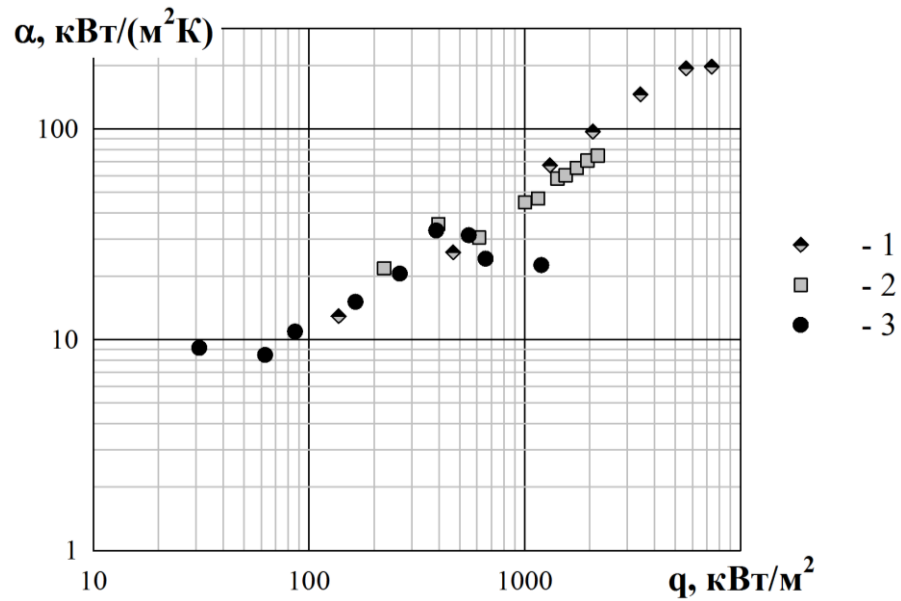


Рисунок 3.10 – Вплив перегріву поверхні на відведену теплову потужність при кипінні у великому об’ємі на капілярних структурах товщиною 0,41 мм .

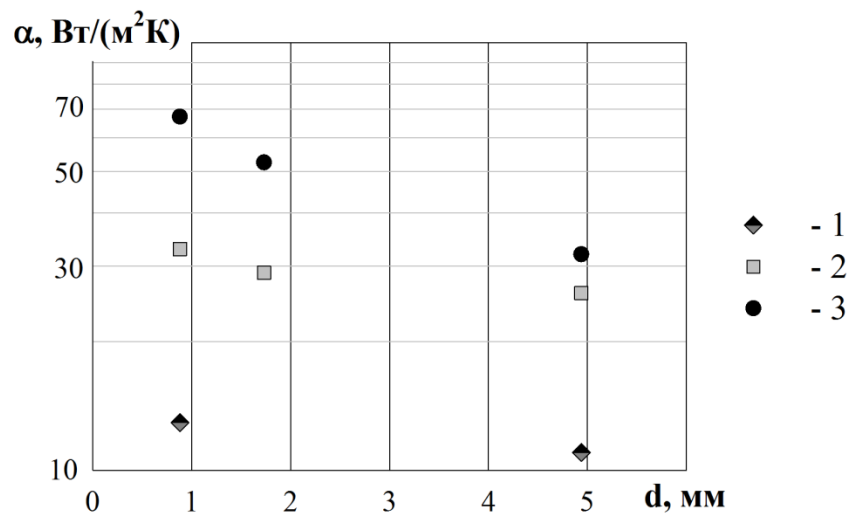
3.2 Інтенсивність теплообміну при кипінні на гладких поверхнях

Як було показано вище, на процес кипіння на гладкій поверхні в значній мірі впливають її геометричні розміри. Аналіз впливу діаметра поверхні на інтенсивність теплообміну показав, що при густинах теплових потоків $q < 300 \text{ кВт/м}^2$ інтенсивність теплообміну в значній мірі залежить від кількості діючих центрів пароутворення. Так, для поверхонь діаметром 0,88 мм та 1,73 мм в таких умовах діяло по одному ЦПУ, в той час як на більшій поверхні – два. По мірі збільшення густини теплового потоку кількість діючих ЦПУ зростає, і їх вплив на інтенсивність теплообміну практично зникає. В області густин теплових потоків $q > 300 \text{ кВт/м}^2$ характерне зростання інтенсивності теплообміну при зменшенні діаметра поверхні теплообміну (рис. 3.11, 3.12). Такий вплив пояснюється, по-перше, зменшенням товщини теплового пограничного шару над поверхнею тепловідведення, а по-друге, покращенням умов доступу рідини до діючих ЦПУ.



діаметр поверхні: 1 – 0,88 мм; 2 – 1,73 мм; 3 – 4,94 мм

Рисунок 3.11 - Інтенсивність теплообміну при кипінні на поверхні
малого розміру

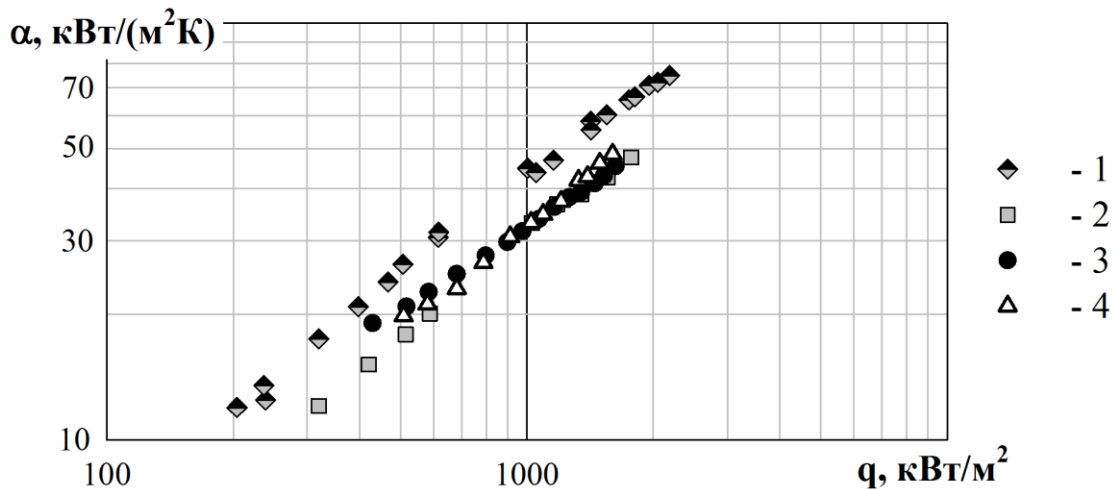


1 – $q \approx 140 \text{ кВт}/\text{м}^2$; 2 – $q \approx 450 \text{ кВт}/\text{м}^2$; 3 – $q \approx 1300 \text{ кВт}/\text{м}^2$

Рисунок 3.12 – Вплив діаметра поверхні теплообміну на інтенсивність
процесу кипіння води у великому об'ємі

Значний інтерес представляє вплив недогріву рідини до температури насичення на інтенсивність теплообміну при кипінні. Було встановлено, що величина недогріву теплоносія до температури насичення практично не впливає на коефіцієнт теплообміну при кипінні. (див. рис. 3.13). Однак

інтенсивність теплообміну виявились нижчою, ніж для випадку кипіння насиченої рідини [95].



1 – $\Delta T_{\text{нед}}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $\Delta T_{\text{нед}}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $\Delta T_{\text{нед}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$; 4 – $\Delta T_{\text{нед}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$

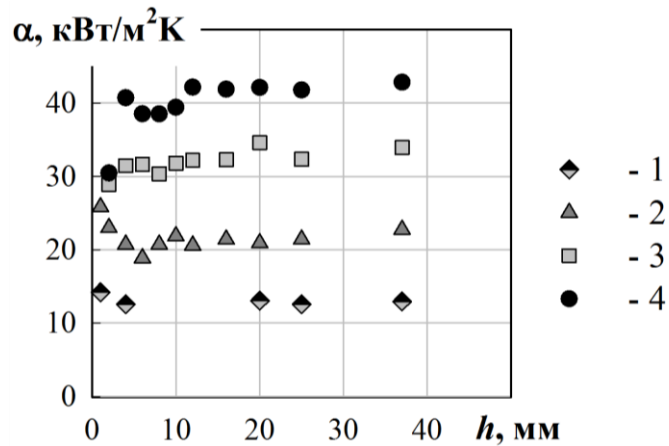
Рисунок 3.13 – Вплив недогріву рідини при кипінні на поверхні малого розміру на інтенсивність тепловіддачі

Це пов'язано з особливостями механізму переносу теплоти при кипінні, а саме з тим, що теплота відводиться від поверхні теплообміну не лише за рахунок випаровування в порожнину парової бульбашки, але і за рахунок уносу деякої частини перегрітого пограничного шару спливаючою бульбашкою. Однак у випадку кипіння в умовах недогріву, парові бульбашки або не спливали взагалі, або їх розміри були незначними, порівняно з такими в умовах кипіння насиченої рідини. Таким чином, перегріта рідина не уносила від стінки, що і призвело до зниження інтенсивності теплообміну.

Окрім розглянутих вище факторів було досліджено вплив відстані між теплообмінною та обмежуючою поверхнями. Було встановлено, що характер впливу висоти в значній мірі залежить від густини теплового потоку, що відводиться, а також геометрії поверхні.

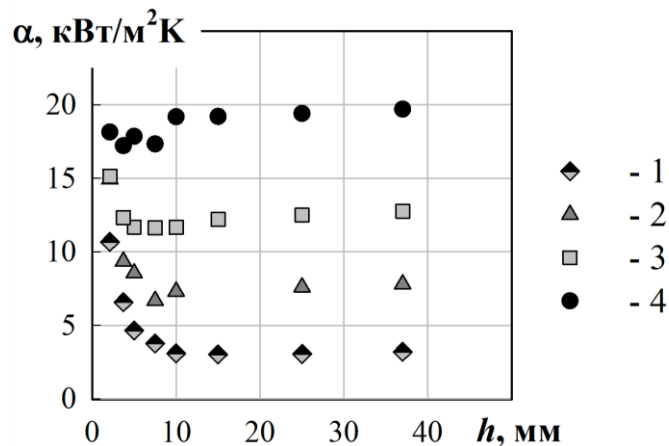
Результати досліджень впливу густини теплового потоку на інтенсивність теплообміну в залежності від висоти вільного простору h на гладкій поверхні наведені на рис. 3.14 та 3.15. Отримані результати свідчать

про те, що вплив відстані між теплообмінною і обмежуючою поверхнями при кипінні води проявляється при значеннях $h \leq 10$ мм ($h \leq 4 \cdot l_c$).



1 – $q \approx 235$ кВт/м²; 2 – $q \approx 440$ кВт/м²; 3 – $q \approx 760$ кВт/м²; 4 – $q \approx 1015$ кВт/м²

Рисунок 3.14 – Залежність інтенсивності теплообміну від висоти вільного простору при кипінні на гладкій поверхні малого розміру



1 – $q \approx 30$ кВт/м²; 2 – $q \approx 70$ кВт/м²; 3 – $q \approx 130$ кВт/м²; 4 – $q \approx 150$ кВт/м²

Рисунок 3.15 – Залежність інтенсивності теплообміну від висоти вільного простору при кипінні на гладкій поверхні значного розміру

При низьких густинах теплових потоків ($q < 140$ Вт/м²) зменшення висоти h призводить до підвищення інтенсивності теплообміну внаслідок того, що в утвореному щілинному каналі починають діяти капілярні сили і покращуються умови доступу рідини до діючих ЦПУ. При вищих густинах

теплових потоків утворена щілина швидко заповнюється парою і за рахунок високої швидкості її руху, рідина, що рухається до ЦПУ, гальмується, виникає її нестача в області активного кипіння і, відповідно, інтенсивність теплообміну знижується. Описаний ефект тим більше виражений, чим більші розміри має поверхня.

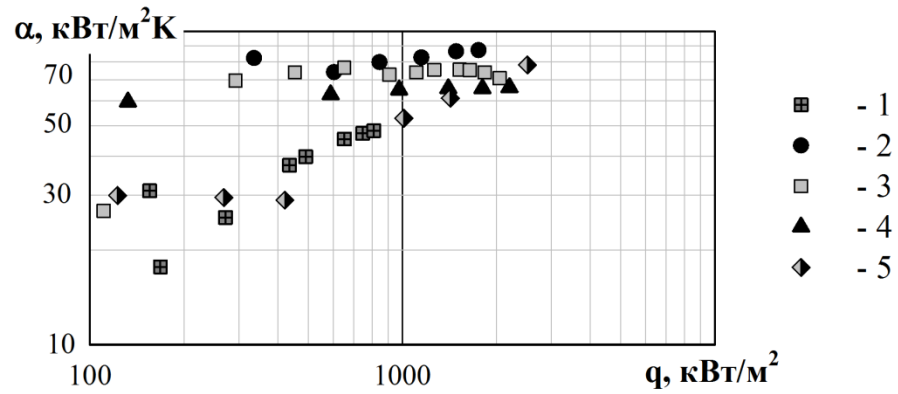
3.3 Інтенсивність теплообміну при кипінні на пористих структурах

Було проведено дослідження впливу таких характеристик пористої структури, як діаметр і довжина волокон, її пористість і товщина на інтенсивність теплообміну при кипінні в умовах обмеженого простору. Результати досліджень представлені нижче.

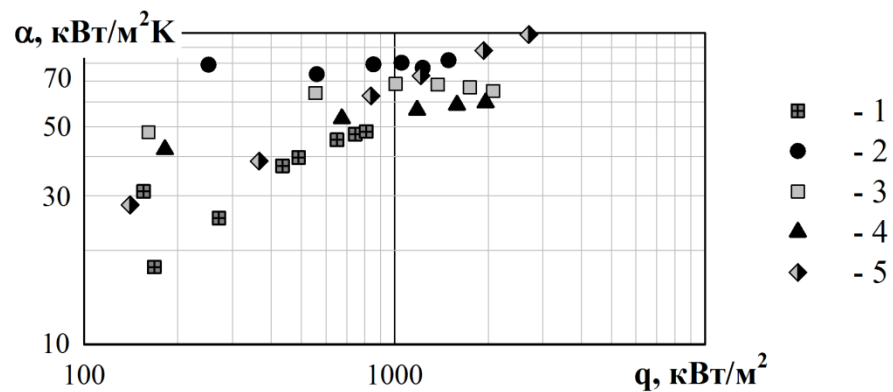
3.3.1 Вплив розмірів волокон

Дослідження показали, що характер зміни інтенсивності теплообміну при збільшенні густини підведеного теплового потоку не залежить від діаметра волокон і лишається подібним при зміні висоти вільного простору над поверхнею теплообміну (рис. 3.16). Збільшення інтенсивності теплообміну пов'язано, як і у випадку кипіння на гладкій поверхні, зі збільшенням кількості активних ЦПУ і зростанням швидкості пароутворення на них. Слід відмітити, що для капілярних структур будь-якого діаметру інтенсивність теплообміну в 1,5-3 рази вища за інтенсивність теплообміну на гладкій поверхні.

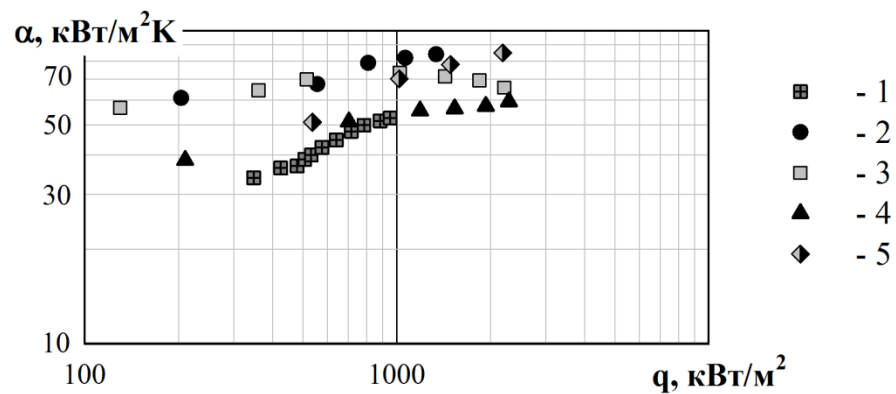
В проведених дослідженнях при кипінні на КС були досягнуті густини теплових потоків, що в 2-3 рази перевищували критичні при кипінні на гладких поверхнях у великому об'ємі, але криза теплообміну при цьому не спостерігалась. Це пов'язано з тим, що при наявності капілярної структури, по-перше, підведення рідини до ЦПУ відбувається у більш сприятливих умовах, оскільки в КС відбувається розділення руху фаз, а по-друге, відсутній простір для утворення парової плівки над поверхнею.



а)



б)



в)

1 – гладка поверхня; КС із діаметром волокон: 2 – $d_b=50$ мкм; 3 – $d_b=30$ мкм;

4 – $d_b=20$ мкм; 5 – $d_b=10$ мкм;

Рисунок 3.16 – Інтенсивність теплообміну при кипінні на КС у великому об'ємі (а) та при $h=17,5$ мм (б) і $h=7,5$ мм (в)

Аналізуючи вплив діаметру волокон на інтенсивність теплообміну при різних висотах між теплообмінною та обмежуючою поверхнями, було

встановлено, що при зменшенні діаметра до 20 мкм відбувається зниження інтенсивності теплообміну при кипінні (рис. 3.17). Це пояснюється тим, що при зменшенні діаметра волокон відбувається суттєве зменшення ефективного діаметра КС (40-60% на кожні 10 мкм). Останнє призводить до різкого зростання гідравлічного опору КС, зменшення її проникності і, як наслідку, зменшення інтенсивності теплообміну.

Зростання інтенсивності теплообміну на КС діаметром 10 мкм пов'язано з переважаючим впливом збільшення площі поверхні теплообміну (більше ніж у 2 рази при зменшенні ефективного діаметра в 1,4 рази) між КС та теплоносієм у ній в порівнянні з погіршенням умов транспорту фаз теплоносія.

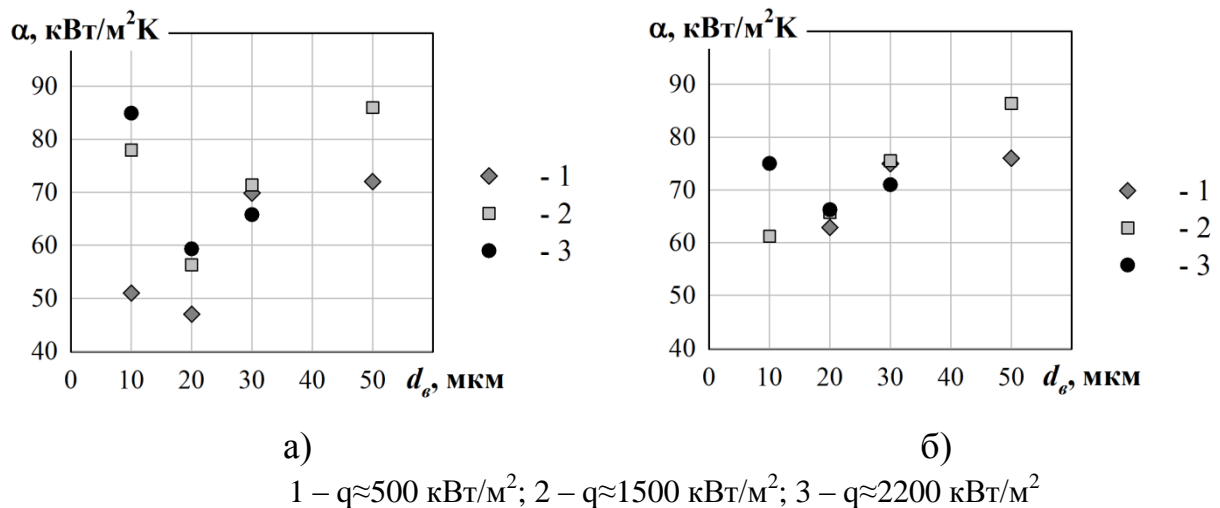


Рисунок 3.17 – Вплив діаметра волокон на інтенсивність теплообміну при кипінні на КС у великому об'ємі (а) та при $h=7,5$ мм (б)

Було встановлено, що, подібно до кипіння на гладкій поверхні в обмежених умовах, зміна інтенсивності теплообміну при кипінні на КС при зменшенні висоти носить нелінійний характер. Зменшення відстані між теплообмінною та обмежуючою поверхнями до певного значення, яке суттєво залежить від діаметра волокон та інших характеристик КС (рис. 3.18), призводить до погіршення умов тепловідведення – коефіцієнт

тепловіддачі набуває свого мінімального значення. При подальшому зменшенні відстані h відбувається інтенсифікація процесу теплообміну при кипінні. Аналіз дослідних даних показав, що при високих теплових потоках ($q > 400$ кВт/м²) ступінь інтенсифікації майже не залежить від цієї величини.

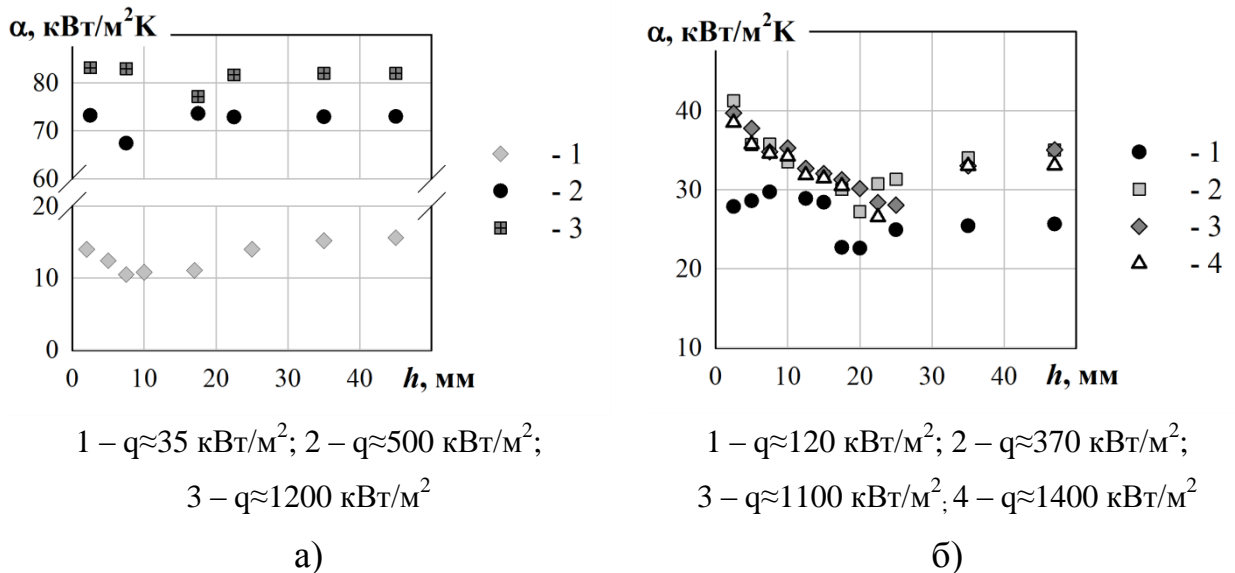
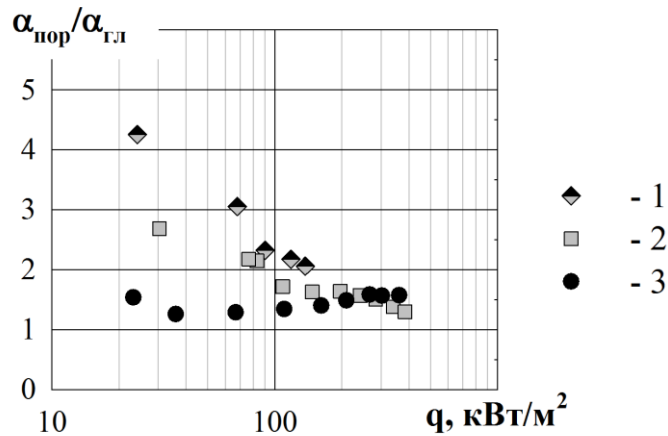


Рисунок 3.18 – Вплив діаметра волокон на інтенсивність теплообміну при кипінні на КС з діаметром волокон $d_v=50$ мкм (а) та при $d_v=30$ мкм (б)

Особливості зміни інтенсивності теплообміну в таких умовах пояснюється тим, що по мірі збільшення парового утворення під обмежувачем відбувається ускладнення доступу теплоносія до КС. Рідка фаза надходить до діючих ЦПУ переважно через бічні поверхні капілярної структури. При цьому над поверхнею лишається тонкий шар рідини, який ускладнює вихід парової фази з КС. Подальше збільшення парового утворення призводить до осушення верхньої грані КС, і вихід парової фази відбувається безпосередньо у газове середовище, що призводить до інтенсифікації теплообміну (рис. 3.7).

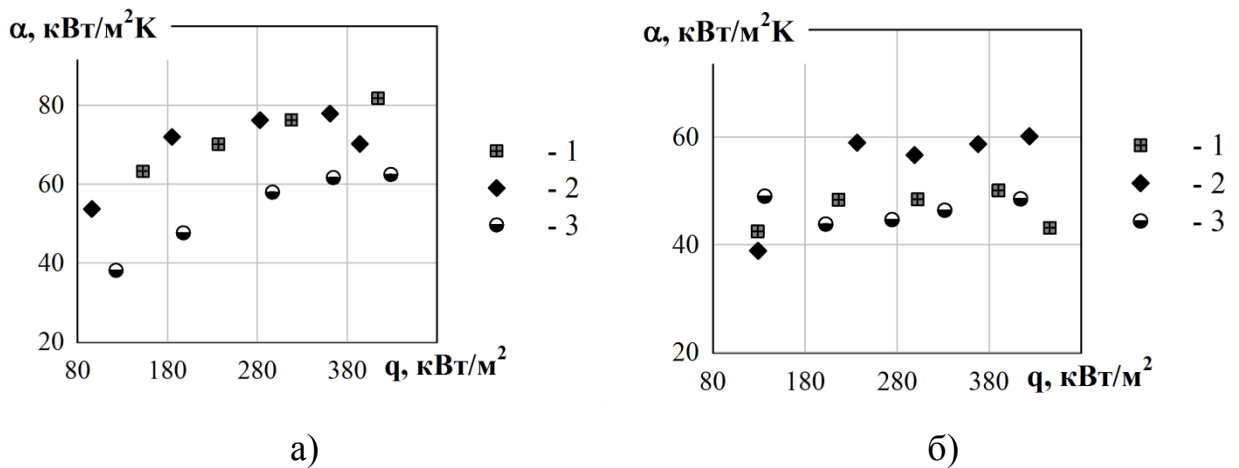
Слід зазначити, що не зважаючи на зниження інтенсивності теплообміну при кипінні на КС в умовах обмеженого простору, наявність пористого покриття призводить до збільшення коефіцієнту теплообміну в порівнянні з кипінням на технічно гладкій поверхні в 1,2-4 рази (рис. 3.19).



1 – великий об'єм; 2 – $h=7,5$ мм; 3 – $h=2,5$ мм

Рисунок 3.19 – Співставлення інтенсивності теплообміну при кипінні на гладкій та пористій поверхні

Дослідження впливу довжини волокон на інтенсивність теплообміну при кипінні в умовах обмеженого простору показали, що ця характеристика також суттєво впливає на процеси тепломасопереносу (рис. 3.20) [96].



а)

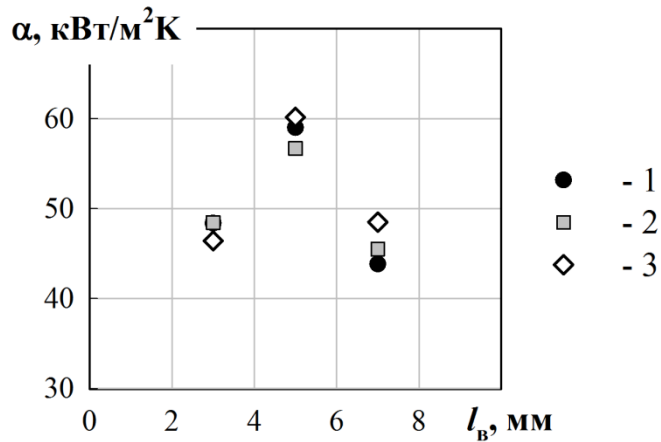
б)

Довжина волокон: 1 – $l_b=3$ мм; 2 – $l_b=5$ мм; 3 – $l_b=7$ мм

Рисунок 3.20 – Залежність інтенсивності теплообміну від густини теплового потоку при кипінні на КС у великому об'ємі (а) та при $h=2$ мм (б)

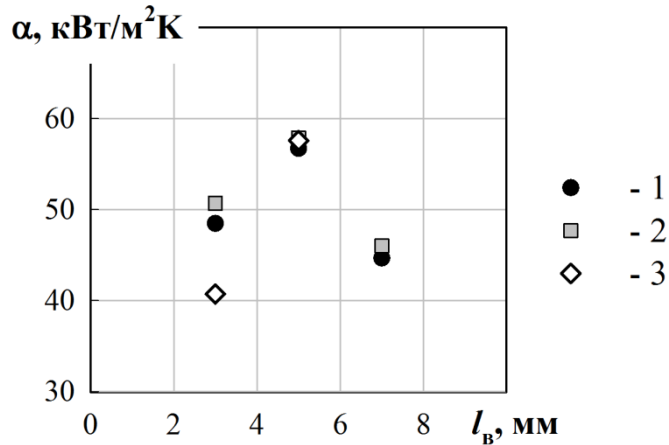
Порівнюючи результати досліджень, отримані для КС із різними довжинами волокон (рис. 3.21, 3.22) можна зробити висновок про те, що для

КС з діаметром волокон $d_b=50$ мкм і довжиною $l_b=5$ мм були досягнуті найбільші інтенсивності теплообміну.



1 – $q \approx 220$ кВт/м²; 2 – $q \approx 300$ кВт/м²; 3 – $q \approx 420$ кВт/м²

Рисунок 3.21 – Вплив довжина волокон на інтенсивність теплообміну при кипінні на КС при $h=2$ мм



1 – $h=2$ мм; 2 – $h=5$ мм; 3 – $h=16$ мм

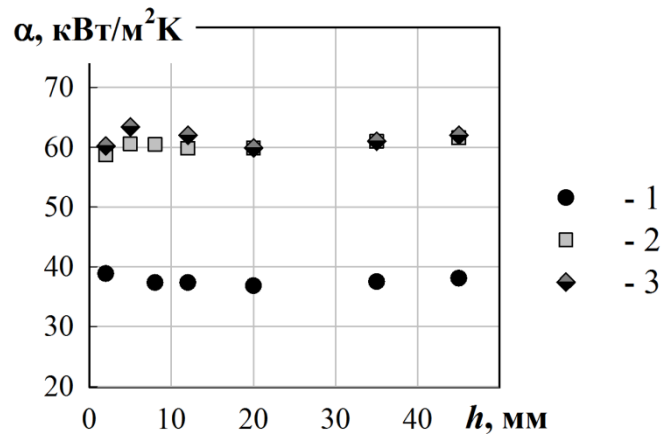
Рисунок 3.22 – Вплив довжина волокон на інтенсивність теплообміну при кипінні на КС при густині теплового потоку $q \approx 300$ кВт/м²

Це можна пояснити тим, що при такій довжині волокон кількість каналів великого діаметра, по яким здійснюється відведення пари, є достатньою для забезпечення інтенсивного тепловідведення. При цьому кількість каналів значного діаметру не настільки велике, як для КС з

довжиною волокон 7 мм, коли пара при малих висотах обмежувача над поверхнею теплообміну захоплює рідину, що надходить в капілярно-пористу структуру і відносить її, внаслідок чого відбувається осушення КС. Дане припущення підтверджується наведеними на рис. 3.22 графіком залежності інтенсивності теплообміну від довжини волокон КС для різних висот h над поверхнею теплообміну.

Через часткове осушення КС при довжині волокон 7 мм для малих висот обмежувача об'єму h спостерігається найменша інтенсивність тепловіддачі. У той же час при довжині волокон 3 мм з меншою кількістю каналів придатних для евакуації парової фази значення коефіцієнтів теплообміну вищі, ніж для КС з волокнами 7 мм, що обумовлено більш інтенсивним підведенням рідини до діючих ЦПУ по каналам малого діаметра і відсутністю процесу запарювання КС. Але саме через меншу кількість відведеної парової фази інтенсивність теплообміну для поверхні, вкритої КС з довжиною волокна 3 мм, є нижчою, ніж для поверхні з КС з $l_b=5$ мм, де об'єм парової фази, що відводиться, є оптимальним для досягнення найбільшої інтенсивності теплообміну.

Результати щодо впливу відстані між теплообмінною та обмежуючою поверхнями на інтенсивність теплообміну виявилися подібними до отриманих раніше (рис.3.23), проте для КС з довжиною волокон 5 мм ефекти інтенсифікації виявилися значно слабшими – коефіцієнт тепловіддачі при зменшенні h збільшується до 8% в порівнянні з 20% при кипінні на КС з діаметром волокон $d_b=30$ мкм і довжиною $l_b=3$ мм (рис. 3.18).

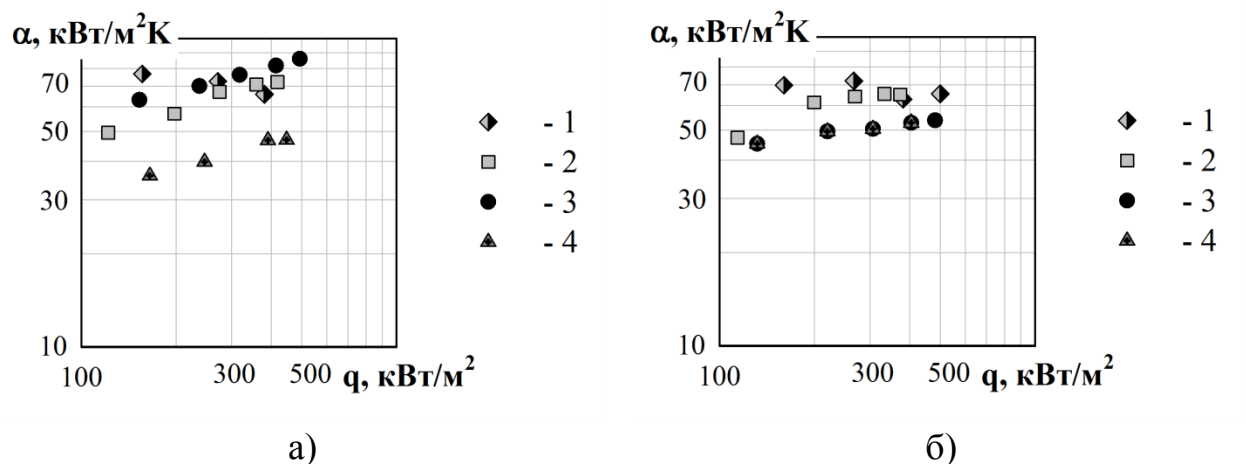


1 – $q \approx 120 \text{ кВт/м}^2$; 2 – $q \approx 360 \text{ кВт/м}^2$; 3 – $q \approx 420 \text{ кВт/м}^2$

Рисунок 3.23 - Вплив висоти h на інтенсивність теплообміну при кипінні на КС з довжиною волокон $l_b = 5 \text{ мм}$

3.3.2 Вплив характеристик структури

Аналіз результатів досліджень щодо впливу пористості КС на інтенсивність теплообміну при кипінні показав, що при її збільшенні спостерігалось зменшення інтенсивності теплообміну (рис. 3.24, 3.25).



Пористість: 1 – $P=65\%$; 2 – $P=75\%$; 3 – $P=80\%$; 4 – $P=85\%$

Рисунок 3.24 – Інтенсивність теплообміну при кипінні на КС у великому об'ємі (а) та при $h=8,0 \text{ мм}$ (б) для різних пористостей

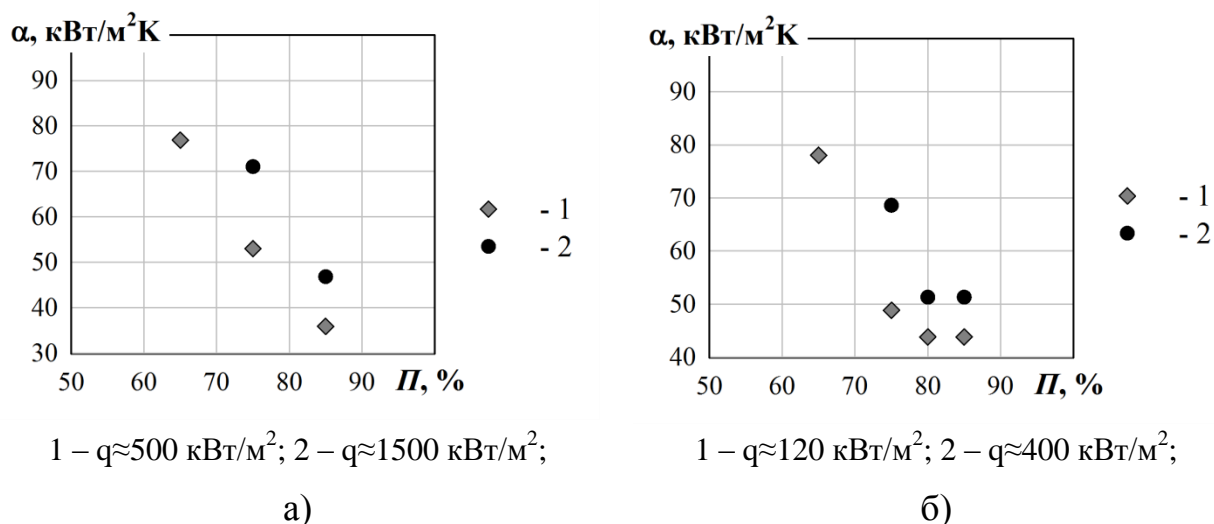


Рисунок 3.25 – Вплив пористості на інтенсивність теплообміну при кипінні на КС у великому об'ємі (а) та при $h=5$ мм (б)

Збільшення пористості призводить до:

- 1) зменшення ефективної теплопровідності КС, що призводить до зменшення кількості ЦПУ всередині КС на віддаленні від теплообмінної поверхні;
- 2) зменшення площі поверхні теплообміну між КС та рідиною, що знаходиться в порах;
- 3) зменшення поверхні контакту між капілярною структурою та поверхнею теплообміну;
- 4) зменшення капілярного напору;
- 5) збільшення проникності;
- 6) зменшення гідравлічного опору виходу парової фази.

Перші два фактори превалюють над іншими, що призводить до зниження інтенсивності теплообміну.

Проте слід враховувати, що для пористих структур, виготовлених із тонких волокон (10-20 мкм), зменшення пористості в деяких умовах може призвести до погіршення умов тепловідведення через суттєве зростання гідравлічного опору КС.

Результати досліджень впливу відстані між теплообмінною і обмежуючою поверхнями h на інтенсивність теплообміну для КС різних пористостей добре узгоджуються із отриманими для інших КС (рис. 3.26).

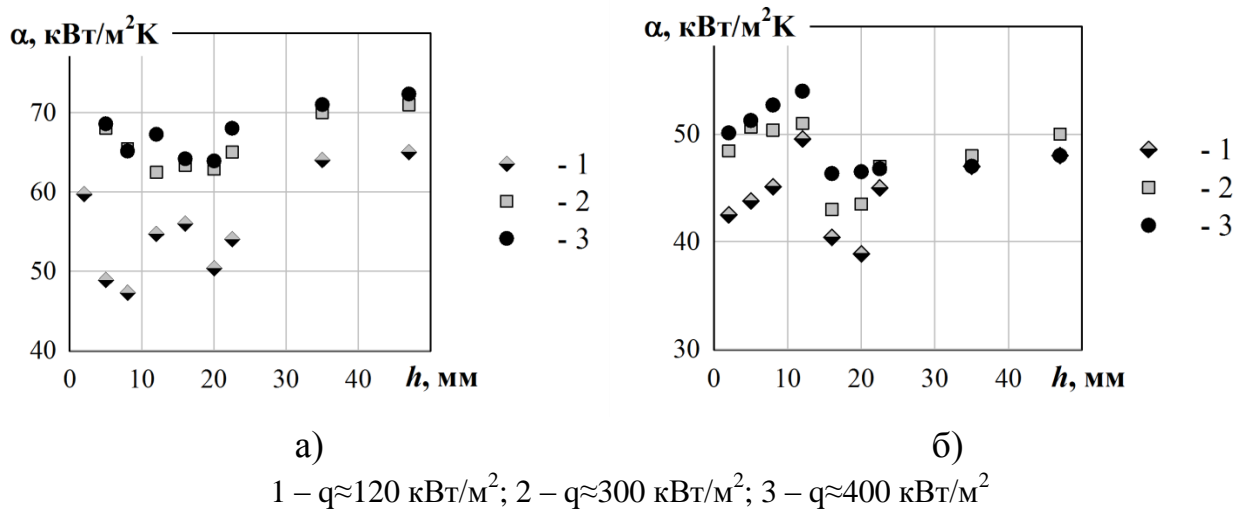
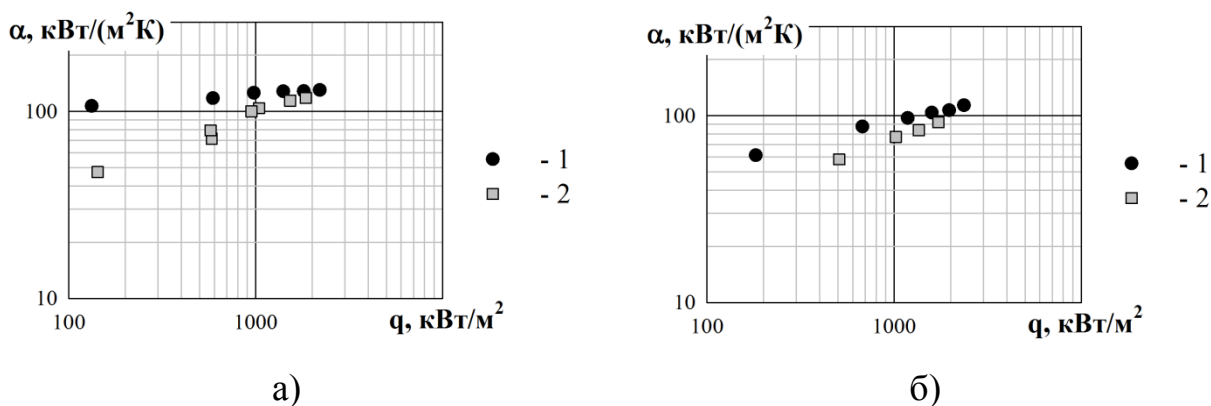


Рисунок 3.26 – Вплив висоти вільного простору h на інтенсивність теплообміну при кипінні на КС з пористістю $\Pi=75\%$ (а) та $\Pi=85\%$ (б)

Були виявлені області зниження інтенсивності теплообміну для висот від 10 мм до 22,5 мм, а також область інтенсифікації теплообміну в діапазоні висот від 5 мм до 10 мм. Слід відмітити, що для високопористих КС ($\Pi \approx 85\%$) в області висот менше 5 мм спостерігалось зниження інтенсивності теплообміну при високих теплових потоках ($q > 300 \text{ кВт/м}^2$). Це пояснюється тим, що за таких умов утворення значної кількості пари перешкоджає доступу рідини до ЦПУ, внаслідок чого КС може частково осушуватися

Також було встановлено, що зменшення товщини КС призводить до зниження інтенсивності теплообміну при кипінні (рис. 3.27). Це викликано тим, що при використанні більш товстої структури ($\delta \approx 1 \text{ мм}$) площа поверхні теплообміну значно більше, ніж при використанні структури товщиною 0,41 мм. В той же час, збільшення гідравлічного опору такої структури несуттєве, що призводить, в цілому, до збільшення кількості теплоти, що відводиться від поверхні теплообміну.



Товщина КС: 1 – $\delta=1$ мм; 2 – $\delta=0,41$ мм;

Рисунок 3.27 – Інтенсивність теплообміну при кипінні на КС у великому об'ємі (а) та при $h=17,5$ мм (б) для її різних товщин

3.4 Висновки до розділу

1. Отримано криві кипіння для гладких та пористих поверхонь в обмежених умовах. Встановлено, що для пористих поверхонь вплив висоти вільного простору на форму кривих кипіння є меншим в порівнянні з гладкими поверхнями, і при певних умовах ($h > 22,5$ мм при кипінні води при атмосферному тиску) ним можна нехтувати.

2. Встановлено відсутність температурного гістерезису при кипінні на МВКС не залежно від їх характеристик.

3. Отримані результати свідчать про те, що зменшення діаметру поверхні теплообміну призводить до збільшення інтенсивності теплообміну при кипінні.

4. Вплив обмеженості простору на інтенсивність теплообміну при кипінні на гладкій поверхні проявляється при висотах менше 10 мм, а його характер значною мірою залежить від густини відведеного теплового потоку: при $q < 140$ Вт/м² для поверхонь значного розміру і при $q < 500$ Вт/м² для поверхонь малого розміру зменшення відстані до обмежуючої поверхні

призводить до інтенсифікації теплообміну; при більших густинах відбувається погіршення умов тепловідведення.

5. Встановлено, що зменшення відстані між пористою та обмежуючою поверхнями може призвести до зниження інтенсивності теплообміну на 20-30% в порівнянні з кипінням на пористій структурі у великому об'ємі при $h=10-22,5$ мм.

6. В діапазоні висот до 10 мм для води спостерігається інтенсифікація процесу відводу теплоти при кипінні на КС, проте коефіцієнти тепловіддачі залишаються нижчими, ніж при кипінні у великому об'ємі.

7. Не дивлячись на зниження інтенсивності теплообміну в умовах обмеженого простору, нанесення пористого покриття призводить до інтенсифікації теплообміну у порівнянні з кипінням на гладкій поверхні в аналогічних умовах до 4 разів.

8. Встановлено, що зменшення діаметру волокон КС від 50 до 20 мкм призводить до зниження інтенсивності теплообміну при кипінні на 25-40%. Подальше його зменшення навпаки призводить до стрімкого зростання інтенсивності процесу теплообміну.

9. Отримані результати свідчать про наявність оптимальної довжини волокон капілярної структури, при якій спостерігається найбільш інтенсивне відведення теплоти при кипінні на КС.

10. Збільшення пористості КС при інших незмінних параметрах призводить до зменшення інтенсивності теплообміну. Спостерігалось зниження коефіцієнта тепловіддачі в 1,5-2 рази в залежності від висоти вільного простору при збільшенні пористості зразка від 65% до 85%.

4 ЗАКОНОМІРНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ КИПІННІ НА ПЛАСКИХ ТА ПОРИСТИХ ПОВЕРХНЯХ В УМОВАХ ОБМЕЖЕНОГО ПРОСТОРУ

4.1 Фізична модель процесу кипіння в умовах обмеженого простору

4.1.1 Загальні уявлення

На основі аналізу проведених візуальних спостережень за процесом кипіння та отриманих результатів досліджень було створено фізичну модель, що описує процес теплообміну на МВКС з врахуванням впливу висоти вільного простору над нею [97]. Можна виділити чотири характерних режими тепломасообміну:

- 1) вільноконвективний теплообмін;
- 2) кипіння на пористій структурі в умовах її затоплення теплоносієм:
 - а. при відсутності впливу парового утворення у верхній частині робочого простору;
 - б. при наявності впливу парового утворення;
- 3) кипіння у пористій структурі в умовах капілярного транспорту теплоносія.

Для можливості математичного опису моделі прийняті такі припущення.

- 1) Процеси, що розглядаються, є стаціонарними.
- 2) Вважаємо розміри поверхні теплообміну такими, щоб впливом неоднорідностей у процесі тепломасопереносу на її границі можна було знехтувати.
- 3) Відведення теплоти рівномірне по всій поверхні теплообміну.
- 4) Поверхня теплообміну вкрита метало-волокнистою структурою, що має пори еквівалентним діаметром від d_{\min} до d_{\max} .
- 5) Тепловий контакт між пористою структурою та поверхнею тепlopідведення вважаємо ідеальним.

6) Обмеження висоти вільного простору над тепловіддаючою поверхнею здійснюється за допомогою нескінченної пласкої пластини.

7) Обмежуюча пластина та поверхня теплообміну розташовані горизонтально, паралельно одна одній.

8) Процеси переносу відбуваються у полі дії масових сил.

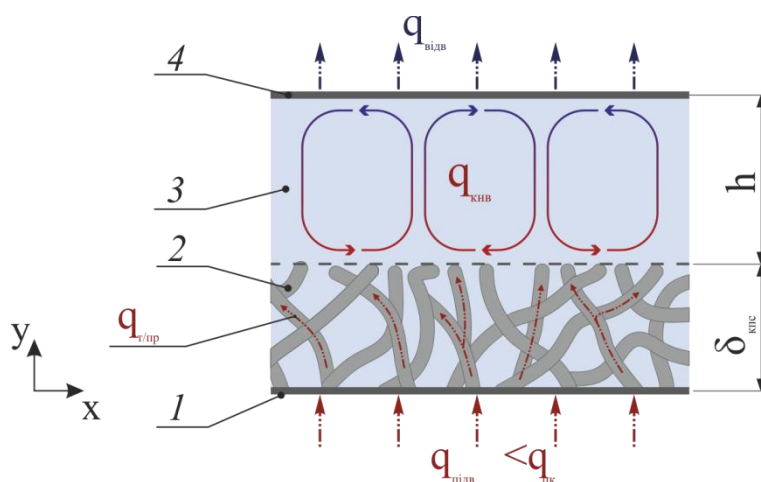
9) Рух теплоносія обумовлений дією капілярних та масових сил.

Розглянемо кожен із режимів теплообміну більш детально.

4.1.2 Вільноконвективний теплообмін

В тому випадку, коли величина підведеного теплового потоку є недостатньою для виникнення процесу кипіння ($q < q_{\text{пк}}$), передача теплоти відбувається шляхом теплопровідності крізь насичену рідиною капілярно-пористу структуру із коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{еф}}$ і далі – від капілярно-пористої структури до рідини – за рахунок вільної конвекції (рис. 4.1).

При цьому конвективними токами у пористій структурі можна знехтувати внаслідок незначних розмірів пор. У об'ємі, розташованому між обмежувачем та капілярно-пористою структурою, виникають циркуляційні контури – комірки Релея-Бенара [98-101].



1 – поверхня теплообміну; 2 – волокна КС;

3 – теплоносій; 4 – обмежувач

Рисунок 4.1 – Фізична модель переносу теплоти при $q < q_{\text{пк}}$

Математично процес перенесення теплоти крізь пористу структуру при даному режимі теплообміну можна описати за допомогою диференціальних рівнянь переносу, які з врахуванням прийнятих припущень матимуть такий вигляд:

1) диференціальне рівняння теплопровідності:

$$\frac{d^2 T_{\text{кс}}(y)}{dy^2} = 0, \quad (4.1)$$

де $T_{\text{кс}}(y)$ – температура капілярної структури, К;

y – поперечна координата, м.

В якості граничних умов (ГУ) приймаємо:

- на границі контакту несучої стінки та КПС (при $y=0$) задаються ГУ II роду:

$$q_{\text{підв}} = -\lambda_{\text{еф}} \cdot \left. \frac{dT_{\text{кс}}}{dy} \right|_{y=0}, \quad (4.2)$$

де $q_{\text{підв}}$ – густина теплового потоку, що підводиться, Вт/м²;

$\lambda_{\text{еф}}$ – ефективний коефіцієнт теплопровідності КС, Вт/(м·К), що визначається для метало-волокнистих структур згідно рекомендацій [32, 34];

- на границі контакту КПС із вільним об'ємом рідини ($y=\delta_{\text{кс}}$) застосовуються ГУ III роду:

$$-\lambda_{\text{еф}} \left. \frac{\partial T_{\text{кс}}}{\partial y} \right|_{y=\delta_{\text{кс}}} = \alpha_{\text{кон}} \left(T_{\text{кс}} \Big|_{y=\delta_{\text{кпс}}} - T_{\text{р}} \right), \quad (4.3)$$

тут $\alpha_{\text{кон}}$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від КПС до рідини, Вт/(м²·К);

T_p – середня температура рідини, К.

Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{кон}}$ можна розрахувати, визначивши швидкості руху теплоносія та в залежності від висоти шару рідини h (рис. 4.1) по залежностям для тепловіддачі при вільній конвекції у щілинному каналі [49].

2) Поля швидкостей та температур можна визначити на основі рівнянь, що описують конвективні процеси у в'язких середовищах із вільними границями [101, 102]:

$$\vec{\nabla}T(y) = -\frac{\Theta_0}{h} \cdot \vec{e}_y, \quad (4.4)$$

де Θ - різниця температур між нижньою та верхньою границями, К;

\vec{e}_y - одиничний вектор, направлений вздовж осі y

Для визначення розподілу швидкостей використовується система рівнянь, яка представляє собою рівняння Нав'є-Стокса у наближенні Буссінеска:

$$\frac{D\vec{w}}{d\tau} = -\frac{1}{\rho} \cdot \nabla p + \nu \cdot \Delta \vec{w} - \beta \cdot \Theta \cdot \vec{g}, \quad (4.5)$$

$$\frac{DT}{d\tau} = a \cdot \Delta T, \quad (4.6)$$

$$\text{div}(\vec{w}) = 0, \quad (4.7)$$

де $\vec{w} = (w_x, w_y)$, p , T – швидкості, тиск і температура відповідно;

ρ – густина рідини, кг/м³;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с;

β – коефіцієнт об'ємного розширення, $1/K$;

g – прискорення вільного падіння, m/s^2 ;

α – коефіцієнт температуропровідності рідини, m^2/s ;

Граничні умови для системи (4.4)-(4.7) має вигляд:

$$\begin{aligned} w_z|_{z=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right|_{z=0} = 0, \quad T|_{z=0} = T_1, \\ w_z|_{z=h} = 0, \quad \left. \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right|_{z=h} = 0, \quad T|_{z=h} = T_2. \end{aligned} \quad (4.8)$$

Система рівнянь (4.5)-(4.8) однозначно визначає спектр характеристичних рівноважних станів шару рідини в умовах формування нею вихорів Релея.

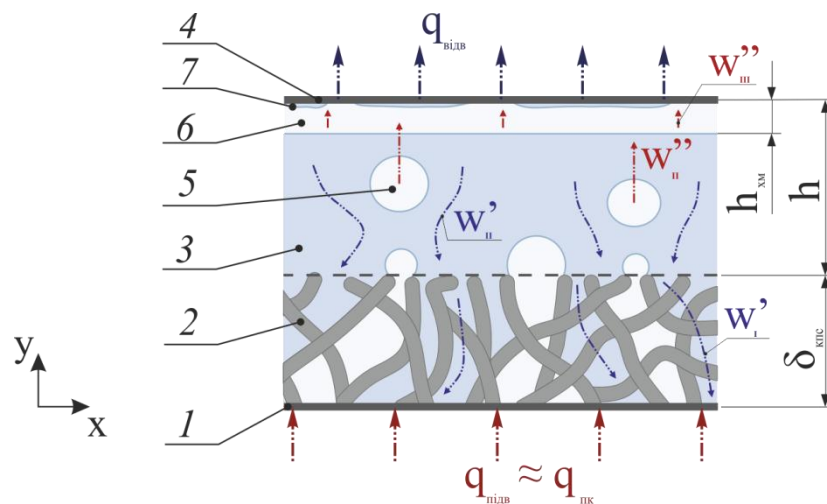
4.1.3 Кипіння на пористій структурі в умовах її затоплення теплоносієм при відсутності впливу парового утворення у верхній частині робочого простору

При досягненні густини теплового потоку, достатньої для початку кипіння, біля стінки всередині капілярно-пористої структури починає утворюватися пара. По мірі збільшення її кількості, пара витісняє рідку фазу із деяких каналів, утворених порами найбільшого діаметру, оскільки в них капілярні сили, що здатні утримувати рідину, найменші, поступає до верхньої границі капілярно-пористої структури, і на поверхні останньої починають утворюватися парові бульбашки. За рахунок підведення рідкої фази до поверхні контакту капілярно-пористої структури і несучої стінки по порах, не зайнятих парою, підтримується процес кипіння. Крім цього, пара утворюється за рахунок випаровування плівки рідини, що вкриває стінки парогенеруючих пор [32].

Після відриву парової бульбашки від капілярно-пористого покриття, вона спливає і може затримуватися біля верхньої обмежуючої стінки

(обмежувача об'єму). При накопиченні бульбашок у верхній частині вони об'єднуються у єдине парове утворення – парову хмару.

Якщо висота вільного об'єму рідини над КС велика у порівнянні із висотою парової хмари або при незначній інтенсивності пароутворення, наявністю парової хмари і її впливом на процес генерації пари на КС можна знехтувати. Проведені дослідження показали, що ця відстань становить $\frac{h-h_{\text{хм}}}{l_c} = 7-9$ (рис. 4.2). На обмежувачі, за рахунок відведення від нього теплоти, утворюються окремі області з плівкою конденсату, який у вигляді крапель повертається до основного об'єму рідини.



1 – несуча стінка; 2 – пористе покриття; 3 – теплоносій; 4 – обмежувач;

5 – парові бульбашки; 6 – парова хмара; 7 – краплі конденсату

Рисунок 4.2 – Фізична модель перенесення теплоти та маси при кипінні на КС при відсутності впливу парової хмари під обмежувачем

Математично описати такий процес можна за допомогою наступних рівнянь.

1) рівняння двофазної фільтрації [103]:

$$\frac{4\sigma}{d_e} - \frac{v_p \cdot q_{\text{підв}} \cdot \delta_{\text{кпс}} \cdot k_1}{K_0 \cdot K_2(1-W) \cdot r} - \left[\frac{q_{\text{підв}}}{r(1-W)} \right]^2 \frac{1}{\rho_n} - \frac{v_p \cdot q_{\text{підв}} \cdot \delta_{\text{кпс}} \cdot k_2}{K_0 \cdot K_1(W) \cdot r} \geq 0, \quad (4.9)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини, Н/м;

d_e – ефективний діаметр пор, м;

ν_p, ν_π – коефіцієнти кінематичної в'язкості рідини та пари, відповідно, м²/с;

$q_{\text{підв}}$ – густина підведеного теплового потоку, Вт/м²;

$\delta_{\text{КПС}}$ – товщина капілярної структури, м;

K_0 – повна проникність пористої структури, м²;

$K_1(W), K_2(1-W)$ – відносні фазові проникності по рідині та по парі, м²;

W – вологонасиченість КПС;

k_1, k_2 – коефіцієнти, що враховують можливу нерівномірність густин масових потоків пари та рідини внаслідок нерівномірності теплового потоку $q_{\text{підв}}$.

2) рівняння мінімуму гідравлічних опорів при двофазній фільтрації [103]:

$$\begin{aligned} \frac{\nu_\pi \cdot k_1}{K_2^2(1-W)} \frac{\partial[K_2(1-W)]}{\partial W} + \frac{\nu_p \cdot k_1}{K_1^2(W)} \frac{\partial[K_1(W)]}{\partial W} \frac{4\sigma}{d_e} - \\ - 2K_0 \left(\frac{q_{\text{підв}}}{r \cdot \rho_\pi} \right)^2 \frac{\rho_\pi}{(1-W)^3 \cdot \delta_{\text{КПС}}} = 0. \end{aligned} \quad (4.10)$$

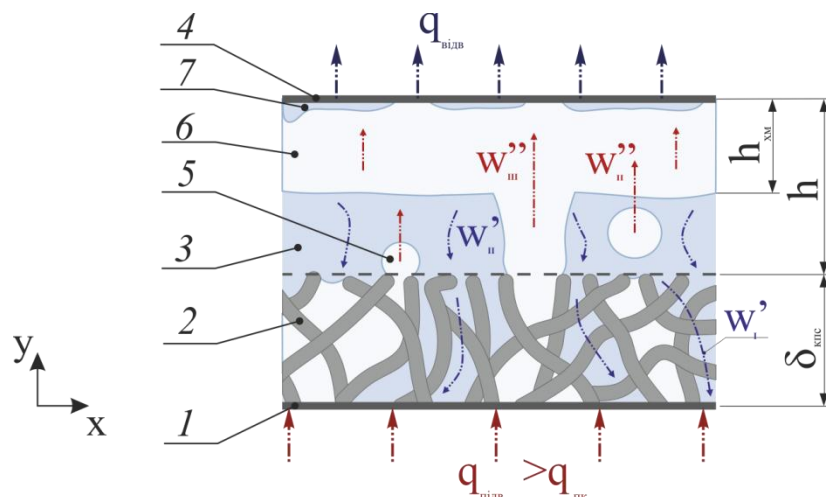
3) проникності K_1, K_2 в рівняннях (4.9), (4.10) визначаються з системи:

$$\begin{cases} K_1(W) = 0 & 0 \leq W \leq 0,2; \\ K_1(W) = \left(\frac{W - 0,2}{0,8} \right)^{3,5} & W > 0,2; \\ K_2(W) = \left(\frac{0,9 - W}{0,9} \right)^{3,5} & 0 \leq W \leq 0,8; \\ K_2(W) = 0 & W > 0,8. \end{cases} \quad (4.11)$$

Крім рівнянь (4.9)-(4.11) для отримання замкненої системи математичного описання процесу необхідно використати рівняння руху та енергії для кожної з фаз за межами пористого покриття, рівняння нерозривності для рідини та пари, а також замкнути систему граничними умовами з врахуванням того, що на верхній границі відбувається процес конденсації.

4.1.4 Кипіння на пористій структурі в умовах її затоплення теплоносієм при наявності впливу парового утворення

При значенні співвідношення $h/l_c < 9$ та при значних густинах відведеного теплового потоку парове утворення, що виникає при об'єднанні окремих парових бульбашок, впливає на процес кипіння на КС. Займаючи певну частину каналу між теплообмінною та обмежуючою поверхнями, воно в околі ділянок виходу пари з КС може ускладнювати підтікання рідини до КС за рахунок її гальмування зустрічно направленим потоком пари (рис. 4.3).



1 – несуча стінка; 2 – пористе покриття; 3 – теплоносіє; 4 – обмежувач;

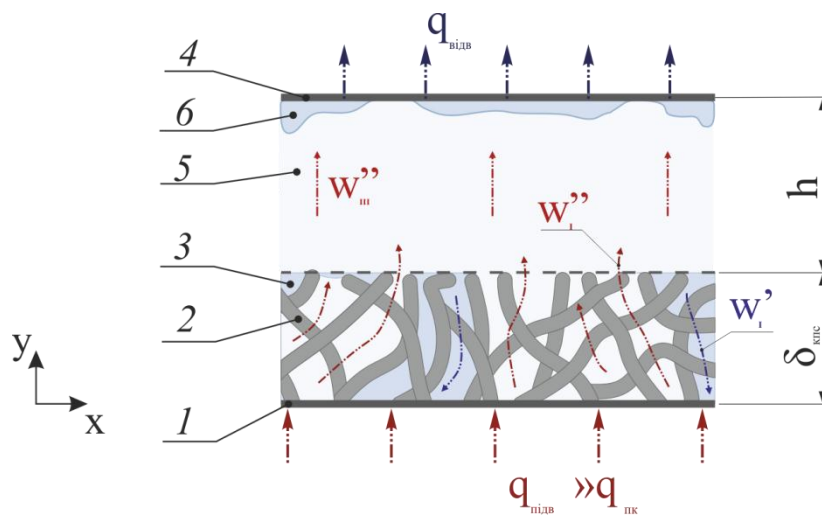
5 – парові бульбашки; 6 – парова хмара; 7 – плівка конденсату

Рисунок 4.3 - Модель тепломасопереносу при кипінні на пористій структурі при наявності впливу парової хмари під обмежувачем

При наявності рідини над КС математично описати процеси тепломасопереносу такої системи можна рівняннями (4.9)-(4.11) разом із рівняннями енергії та руху для обох фаз (рідкої та парової) за межами КС в області рідини, а також використовуючи рівняння Нав'є-Стокса для парової фази в межах парового утворення та рівнянь взаємодії рідини та пари на границі розподілу фаз. Система рівнянь доповнюється необхідними граничними умовами, зокрема, на всіх границях повинні виконуватись рівності швидкостей, температур та балансу маси.

4.1.5 Кипіння у пористій структурі в умовах капілярного транспорту теплоносія

Подальше зниження обмежувача або збільшення густини теплового потоку призведе до збільшення розмірів парового утворення. Причому цей процес буде відбуватися до тих пір, поки парове утворення не займе весь доступний простір (рис. 4.4).

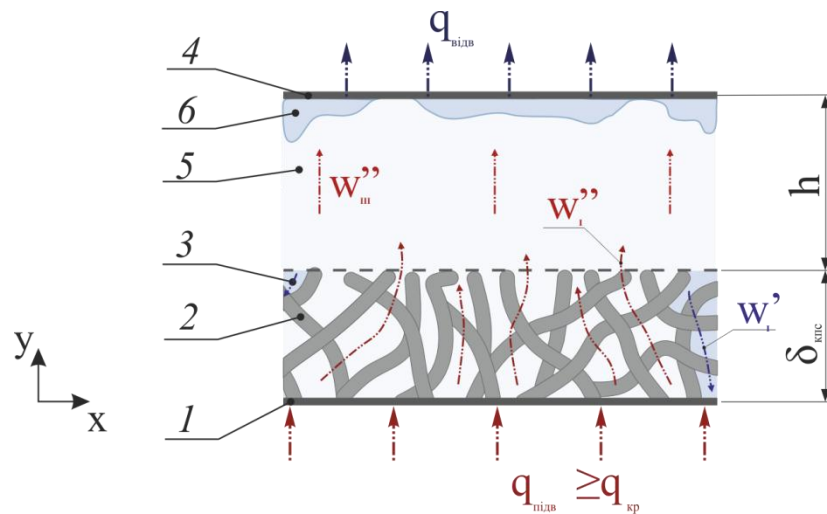


1 – несуча стінка; 2 – пористе покриття; 3 – теплоносій; 4 – обмежувач;

5 – пара; 6 – плівка конденсату

Рисунок 4.4 - Модель тепло-масопереносу при кипінні на пористій структурі при капілярному транспорті рідини

В умовах капілярного транспорту теплоносія деякі області КС можуть заповнюватися паром та осушуватися, що може призвести до зростання температури поверхні теплообміну, зниження інтенсивності теплообміну і поступово, при збільшенні підведених густин теплового потоку, викликати кризу кипіння (рис. 4.5). Зволоження КС відбувається за рахунок її зрошення краплями та струменями конденсату з обмежувача.



1 – несуча стінка; 2 – пористе покриття; 3 – теплоносій; 4 – обмежувач;
5 – пара; 6 – плівка конденсату

Рисунок 4.5 - Схема тепломасопереносу при осушенні КС

В умовах нормального теплообміну при капілярному транспорті теплоносія для математичного опису процесів тепломасопереносу можна використати такі рівняння:

1) рівняння двофазної фільтрації для випадку капілярного транспорту теплоносія вздовж КС [103]:

$$\frac{4\sigma}{d_{\text{екв}}} - \frac{\nu_{\text{п}} \cdot q_{\text{підв}} \cdot \delta_{\text{кпс}} \cdot k_1}{K_0 \cdot K_2(1-W) \cdot r} - \left[\frac{q_{\text{підв}}}{r(1-W)} \right]^2 \frac{1}{\rho_{\text{п}}} - \frac{\nu_{\text{р}} \cdot q_{\text{підв}} \cdot k_2 \cdot L_0}{K_0 \cdot K_1(W) \cdot r \cdot \delta_{\text{кпс}}} - \Delta p_0 \geq 0, \quad (4.12)$$

де L_0 – характерна довжина «транспорту» рідини, м;

Δp_0 – сумарні втрати тиску у КС, Па, які можна визначити з співвідношення:

$$\Delta p_0 = \Delta p_p + \Delta p_n - \Delta p_m, \quad (4.13)$$

тут Δp_p – втрати на тертя у КС для рідини, Па;

Δp_n – втрати на тертя у КС для пари, Па;

Δp_m – втрати тиску за рахунок дії масових сил, Па.

2) рівняння для визначення насиченості КС [103]:

$$\begin{aligned} \frac{v_n}{K_2^2(1-W)} \frac{\partial [K_2(1-W)]}{\partial W} \cdot k_1 \cdot \delta_{\text{кпс}} + \frac{v_p \cdot k_1}{K_1^2(W)} \frac{\partial [K_1(W)]}{\partial W} \frac{L_0^2}{\delta_{\text{кпс}}} - \\ - 2K_0 \left(\frac{q_{\text{підв}}}{r \cdot \rho_n} \right)^2 \frac{\rho_n}{(1-W)^3} = 0. \end{aligned} \quad (4.14)$$

Визначенні проникностей $K_1(W)$ здійснюється з системи (4.11).

3) рівняння руху парової фази за межами КС:

$$w_x'' \frac{\partial w_x''}{\partial x} + w_y'' \frac{\partial w_x''}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_n} \frac{\partial p_n}{\partial x} + \mu_n \left(\frac{\partial^2 w_x''}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x''}{\partial y^2} \right), \quad (4.15)$$

$$w_x'' \frac{\partial w_y''}{\partial x} + w_y'' \frac{\partial w_y''}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_n} \frac{\partial p_n}{\partial y} + \mu_n \frac{\partial^2 w_y''}{\partial y^2}, \quad (4.16)$$

тут w_x'' , w_y'' - проекції швидкості на осі x , y , відповідно, м/с.

В якості граничних умов для рівняння Нав'є-Стокса можуть бути рекомендовані такі:

$$w_x''|_{y=\delta_{\text{кпс}}} = 0; \quad (4.17)$$

$$w_x''|_{y=\delta_{\text{кплс}}+h} = 0; \quad (4.18)$$

$$w_y''|_{y=\delta_{\text{кплс}}} = \frac{q_{\text{підв}}}{r \cdot \rho_{\text{п}}}; \quad (4.19)$$

$$w_y''|_{y=\delta_{\text{кплс}}+h} = 0. \quad (4.20)$$

4) рівняння нерозривності для пари:

$$\frac{\partial w_x''}{\partial x} + \frac{\partial w_y''}{\partial y} = 0. \quad (4.21)$$

5) рівняння енергії для парової фази за межами КС:

$$w_x'' \frac{\partial T_{\text{п}}}{\partial x} + w_y'' \frac{\partial T_{\text{п}}}{\partial y} = \frac{\lambda_{\text{п}}}{c_{\text{п}} \rho_{\text{п}}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{п}}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{\text{п}}}{\partial y^2} \right). \quad (4.22)$$

Наведені системи не можуть бути розв'язані аналітичними методами без введення додаткових допоміжних рівнянь або обмежень, оскільки містять значну кількість факторів, які впливають на процеси кипіння. Тому для отримання залежностей для розрахунку інтенсивності теплообміну було проведено аналіз розмірностей рівнянь цих систем і визначено безрозмірні комплекси, які можуть бути для цього використані.

4.2 Узагальнення результатів досліджень з інтенсивності теплообміну при кипінні на гладких та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору

Після узагальнення результатів досліджень з інтенсивності теплообміну при кипінні у великому об'ємі для поверхонь малого розміру методами регресійного аналізу була отримана залежність [94]:

$$Nu = 0,184 \cdot Re^{0,72} \cdot Bo^{-0,3} \cdot Pr^{0,45}, \quad (4.23)$$

тут $Nu = \frac{\alpha \cdot l_c}{\lambda}$ – число Нусельта;

α – коефіцієнт тепловіддачі при кипінні, Вт/(м²·К);

$l_c = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}} – \text{капілярна постійна, м;}$

σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м;

ρ', ρ'' – густина насиченої рідини та пари, відповідно, кг/м³;

$Re = \frac{w \cdot l_c}{\nu}$ – число Рейнольдса;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с;

$w = \frac{q}{r \cdot \rho''}$ – швидкість пароутворення, м/с;

r – теплота пароутворення, Дж/кг;

$Bo = \frac{d}{l_c}$ – число Бонда;

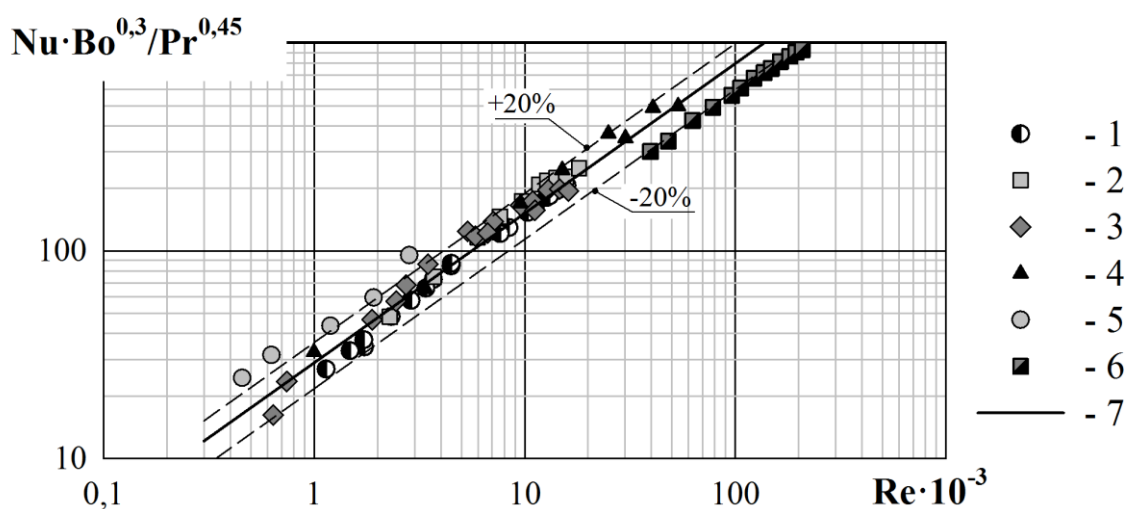
d – діаметр поверхні, м;

Pr – число Прандля.

Визначальною прийнято температуру насичення теплоносія.

Залежність (4.23) можна використовувати для поверхонь теплообміну розмірами від $d = 0,8 \dots 5,0$ мм в діапазоні густин теплових потоків $q_{\text{відв}} = 3,1 \cdot 10^4 \dots 7,4 \cdot 10^6$ Вт/м² при кипінні дистильованої води та в діапазоні густин теплових потоків $q_{\text{відв}} = 2,7 \cdot 10^5 \dots 1,3 \cdot 10^6$ Вт/м² при кипінні етилового спирту. Вказана залежність узагальнює понад 80% експериментальних даних. Середнє відхилення становить $\pm 15\%$, а максимальне не перевищує $\pm 25\%$. Співставлення результатів розрахунку з дослідними даними представлено на рис. 4.6. Точність розрахунку є достатньою для застосування отриманих залежностей в інженерних розрахунках.

Залежність (4.23) може бути використана для розрахунків інтенсивності теплообміну при кипінні в бульбашковому режимі. В області білякритичних густин теплового потоку результати розрахунку перевищують реальні значення коефіцієнтів тепловіддачі більше ніж на 25-30%. Це пов'язано із погіршенням умов теплообміну внаслідок виникнення незначної сухої плями на поверхні теплообміну.



1 – вода, $d_{\text{пов}}=1,73$ мм, 1 серія; 2 – вода, $d_{\text{пов}}=1,73$ мм, 2 серія; 3 – вода, $d_{\text{пов}}=1,75$ мм [17]; 4 – вода, $d_{\text{пов}}=0,88$ мм; 5 – вода, $d_{\text{пов}}=4,94$ мм; 6 – етанол, $d_{\text{пов}}=1,73$ мм;
7 – розрахунок за (4.23)

Рисунок 4.6 – Порівняння дослідних даних із розрахунком при кипінні у великому об'ємі

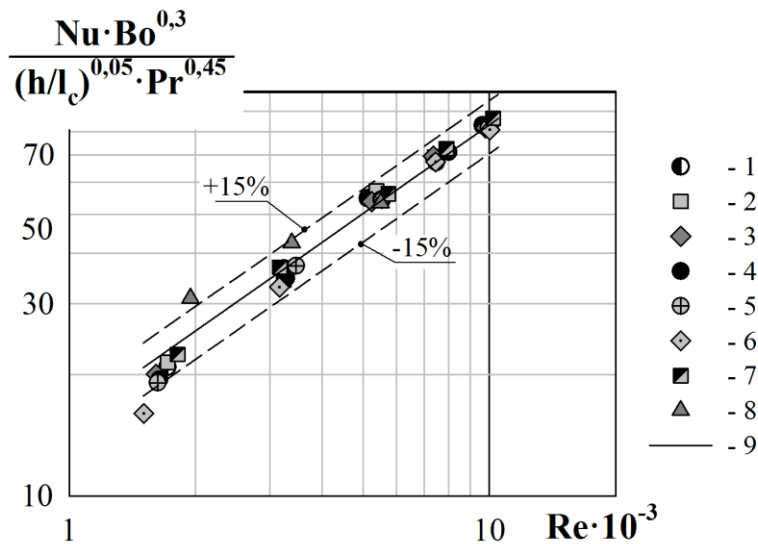
Для кипіння на поверхнях малого розміру в умовах обмеженого простору була отримана така залежність для розрахунку інтенсивності теплообміну:

$$\text{Nu} = 0,1 \cdot \text{Re}^{0,73} \cdot \text{Bo}^{-0,3} \cdot \text{Pr}^{0,45} \cdot \left(\frac{h}{l_c} \right)^{0,05}, \quad (4.24)$$

де h – відстань по нормалі між теплообмінною та обмежуючою поверхнями, м.

Залежність (4.24) рекомендована до використання для відстаней h в діапазоні $l_c \leq h \leq 10 \cdot l_c$. Для $h > 10 \cdot l_c$ інтенсивність теплообміну рекомендовано визначати за залежністю (4.23). При $h < l_c$ характер зміни інтенсивності теплообміну суттєво залежить від густини відведеного теплового потоку, і результати досліджень не можуть узагальнені єдиною залежністю. Діапазон використання за діаметрами поверхні та густинами відведених теплових потоків співпадає із діапазонами для формули (4.23).

Середнє відхилення результатів розрахунку за (4.24) від результатів експериментального дослідження становить $\pm 15\%$, а максимальне не перевищує $\pm 25\%$ (рис. 4.7).



1 – h =великий об'єм; 2 – $h=20$ мм; 3 – $h=16$ мм; 4 – $h=12$ мм; 5 – $h=10$ мм; 6 – $h=6$ мм;
7 – $h=4$ мм; 8 – $h=16$ мм; 9 – розрахунок за (4.24)

Рисунок 4.7 – Порівняння дослідних даних із розрахунком при кипінні води на поверхні $d=1,73$ мм в умовах обмеженого простору

Після узагальнення дослідних даних з інтенсивності теплообміну при кипінні в обмежених умовах на МВКС товщиною 0,7-1,0 мм та пористістю 65-85% була отримана залежність виду:

$$\frac{Nu_h}{Nu_{h \rightarrow \infty}} = 0.0067 \left(\frac{h}{l_c} \right)^2 - 0.067 \left(\frac{h}{l_c} \right) + 0.984, \quad (4.25)$$

де Nu_h – число Нусельта для кипіння на капілярній структурі в обмежених умовах в обмежених умовах;

$Nu_{h \rightarrow \infty}$ - число Нусельта для кипіння на капілярній структурі у великому об'ємі;

h – відстань між обмежувачем та верхньою поверхнею КС.

Формула (4.25) отримана в діапазоні відношень $l_c \leq h \leq 10 \cdot l_c$.

Для розрахунку числа Нусельта для кипіння на МВКС в умовах великого об'єму $Nu_{h \rightarrow \infty}$ були отримані наступні залежності.

Якщо $Re = 10 \dots 120$,

$$Nu_{h \rightarrow \infty} = 2.3 \cdot Re^n \cdot \left(\frac{1 - \Pi_{\text{пр}}}{1 - \Pi} \right)^{0.63}, \quad (4.26)$$

де $n = 0.46 \dots 0.5$;

$\Pi_{\text{пр}}$ – гранична пористість, що визначається згідно рекомендацій [34]:

$$\Pi_{\text{пр}} = \exp(-6 \cdot d_{\text{в}} / l_{\text{в}}), \quad (4.27)$$

де $d_{\text{в}}$ – діаметр волокон структури, м;

$l_{\text{в}}$ – довжина волокон структури, м.

Якщо $Re = 120 \dots 500$,

$$Nu_{h \rightarrow \infty} = 12.5 \cdot Re^m \cdot \left(\frac{1 - \Pi_{\text{пр}}}{1 - \Pi} \right)^{0.63}, \quad (4.28)$$

де $m = 0.16 \dots 0.2$.

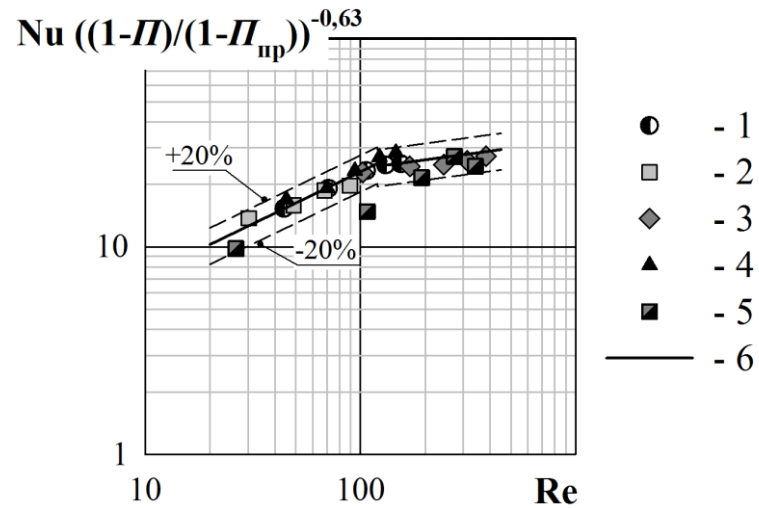
В якості визначального розміру у числах Нусельта та Рейнольдса використано ефективний діаметр пор [119]:

$$d_{\text{еф}} = \frac{0.4 \cdot d_{\text{в}}^{0.7} \cdot l_{\text{в}}^{0.3} \cdot \Pi^{1.6}}{\sqrt{1 - \Pi}}. \quad (4.29)$$

Залежності (4.26), (4.28) можуть бути рекомендовані до використання в діапазоні чисел Рейнольдса $10 \dots 500$, що відповідає густинам теплових потоків $0.1 \dots 2.0 \text{ МВт/м}^2$ при кипінні води в нормальних умовах.

Залежності (4.25)-(4.28) узагальнюють близько 90% дослідних даних із середнім відхиленням не більше $\pm 20\%$. Максимальне відхилення не

перевищує 20%. Порівняння результатів розрахунків із експериментом представлено на рис. 4.8, 4.9.



згідно табл. 2.3: 1 – зразок №5; 2 – №7; 3 – №4; 4 – №1; 5 – №10;

6 – узагальнюючі залежності (4.26), (4.28)

Рисунок 4.8 - Порівняння експериментальних та розрахункових даних при кипінні на МВКС у великому об'ємі

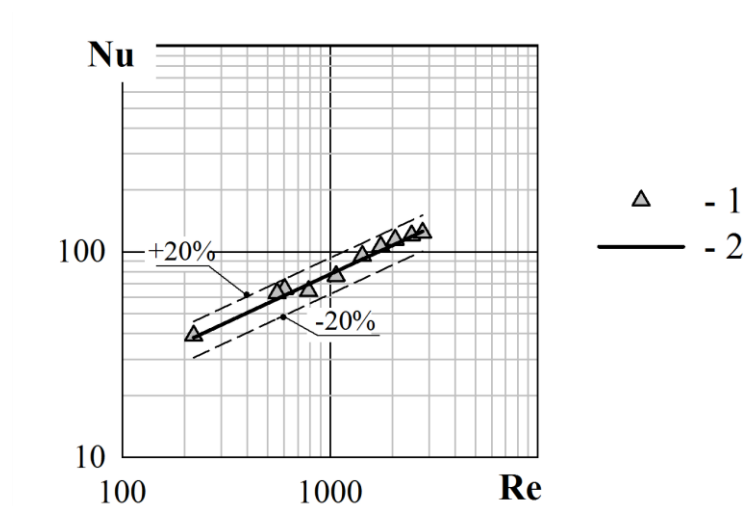


Рисунок 4.9 - Порівняння експериментальних та розрахункових даних при кипінні на МВКС ($\delta=1,0$ мм, $\Pi=80\%$) при $h=7,5$ мм

Слід відмітити, що дослідження функції (4.25) на екстремуми показало наявність її мінімуму при $h = 5 \cdot l_c$ ($h \approx 12,5$ мм). Отриманий результат добре корелюється із результатами досліджень, адже при висотах $h \approx 12-14$ мм були досягнуті найнижчі інтенсивності теплообміну при кипінні на КС.

Отже, в результаті аналізу експериментальних даних були отримані залежності, що дозволяють розрахувати інтенсивність теплообміну при кипінні на гладких та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору. Відхилення розрахункових даних від експериментальних не перевищує 10-20%, що є достатнім для проведення інженерних розрахунків.

4.3 Висновки до розділу

1. Розвинуто фізичну модель процесу кипіння на пористих поверхнях в умовах обмеженого простору. Вона охоплює три основні випадки тепломасопереносу розглянутого процесу, а саме:

- вільноконвективний теплообмін;
- кипіння на пористій структурі в умовах її затоплення теплоносієм:
 - а. при відсутності впливу парового утворення у верхній частині робочого простору;
 - б. при наявності впливу парового утворення;
- кипіння у пористій структурі в умовах капілярного транспорту теплоносія.

2. Отримані залежності дозволяють розраховувати інтенсивність теплообміну при кипінні на поверхнях малого розміру у великому об'ємі та в обмежених умовах в залежності від густини відведеного теплового потоку, діаметра поверхні, теплофізичних властивостей теплоносія, а також відстані між обмежуючою поверхнею та поверхнею теплообміну. Вказана залежність може бути використана для поодиноких тепловіддаючих поверхонь діаметром від 0,8 до 5,0 мм в діапазоні густин теплових потоків від

$3,1 \cdot 10^4$ Вт/м² до $7,4 \cdot 10^6$ Вт/м² при кипінні на них очищеної води та в діапазоні теплових потоків $2,7 \cdot 10^5$ Вт/м² до $1,3 \cdot 10^6$ Вт/м² при кипінні етилового спирту та в діапазоні висот від 2 до 10 мм. Середнє відхилення розрахункових даних не перевищує $\pm 12\%$.

3. Отримані залежності, які дозволяють розрахувати інтенсивність теплообміну при кипінні води на пористих поверхнях в умовах обмеженого простору та у великому об'ємі. Вони можуть бути використані для чисел Рейнольдса від 10 до 450 для метало-волокнистих капілярних структур товщиною 0,7-1,0 мм та пористістю 65-85% в діапазоні відстаней між поверхнею КПС та верхньою стінкою від 5 до 22,5 мм. Розбіжність між дослідними та розрахунковими даними не перевищує 20%.

4. Всі отримані залежності апроксимують дослідні дані із точністю, достатньою для інженерних розрахунків.

5 ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИК ДВОФАЗНИХ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

5.1 Парові камери

Збільшення компактності електронних пристроїв призводить до розміщення радіаторів у безпосередньому контакті з джерелами теплоти. У таких умовах розподіл теплоти від невеликої поверхні тепловиділяючого елемента до більшої поверхні радіатора стає більш важливою задачею, ніж передача теплоти на великі відстані, що характерно для теплових труб. Парові камери є найбільш підходящим рішенням цієї задачі. Парова камера – це високоефективний теплопередавальний пристрій, принцип дії якої оснований на випаруванні та конденсації теплоносія, що знаходиться всередині герметичного корпусу (рис. 5.1). Її основною задачею є зменшення густини теплового потоку за рахунок збільшення поверхні теплообміну.

Основними перевагами парових камер є:

- здатність зменшувати густину теплового потоку, що передається;
- висока інтенсивність теплообміну при запуску;
- низький термічний опір;

Ефективність використання парових камер сьогодні підтверджується численними дослідженнями та масовим виробництвом [104-111]. Так, в [103] відмічено, що застосування парових камер дозволило збільшити ефективність активної системи охолодження на 20% і зменшити вагу потужної системи охолодження сервера на 20%. За даними [104] парові камери мають найкращі показники ваги та ефективності для інтегрованих систем передачі тепла. Інші автори [105-111] також відмічають суттєве покращення характеристик теплообміну при використанні парових камер у системах охолодження.

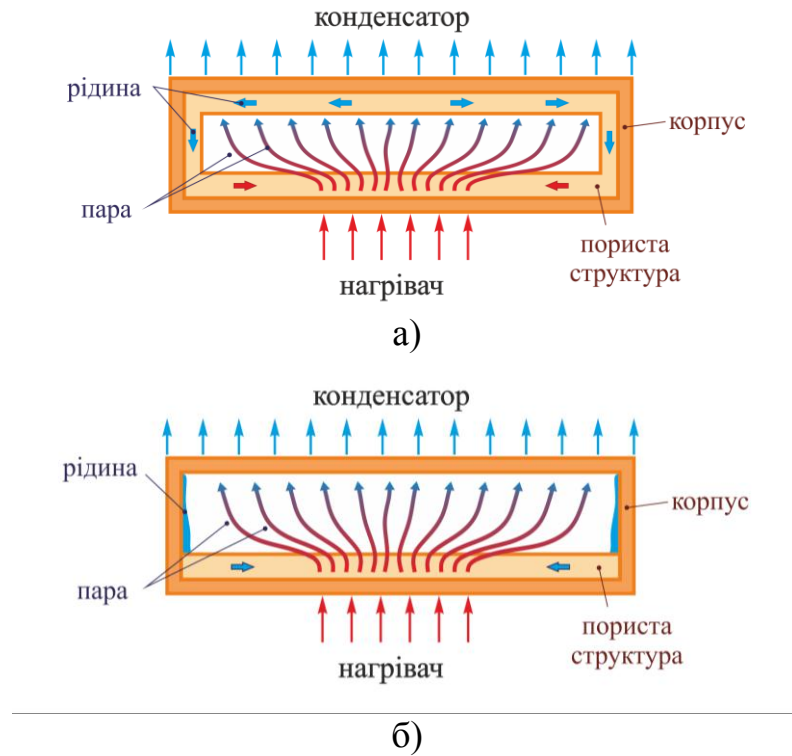
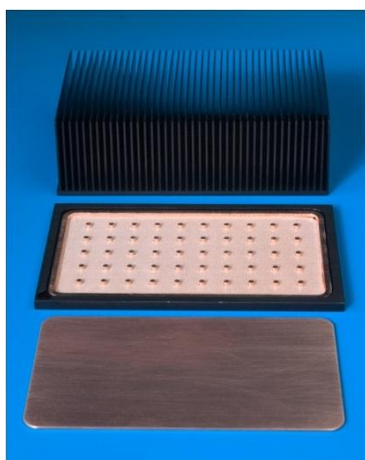
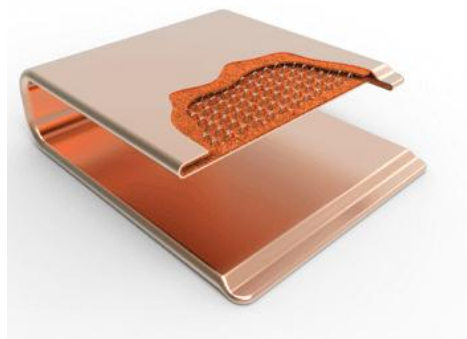


Рисунок 5.1 – Конструкції парової камери: а) із пористою структурою по всій внутрішній поверхні; б) із пористою структурою лише у зоні нагріву

Масове виробництво ВК здійснюється такими компаніями, як: Thermacore, CoolerMaster, Celsia, Advanced Cooling Technologies, Radian, KULR, Inheco, Fujikura [112-118]. Зразки парових камер, виготовлені деякими з цих компаній, представлені на рис. 5.2



а)



б)



а) АСТ [112]; б) Celsia [113]

Рисунок 5.2 – Конструкції реальних парових камер

Беручи до уваги значну кількість досліджень, які показують високу ефективність парових камер, і кількість компаній, що представляють цю технологію на ринку, можна сказати, що сьогодні парові камери є однією з найбільш перспективних технологій охолодження електроніки

5.2 Методика інженерного розрахунку парових камер

Сутність розрахунку полягає в визначенні інтегрального термічного опору парової камери заданих геометричних розмірів при заданій підведеній потужності.

Інтегральний термічний опір R_{Σ} парової камери можна розрахувати, як суму чотирьох складових (рис. 5.3):

$$R_{\Sigma} = R_{т/пр}^{зн} + R_{фп}^{зн} + R_{фп}^{зк} + R_{т/пр}^{зк}, \quad (5.1)$$

тут $R_{т/пр}^{зн}$ - термічний опір теплопровідності корпусу парової камери в зоні нагріву, К/Вт;

$R_{фп}^{зн}$ - термічний опір фазового переходу в зоні нагріву парової камери, К/Вт;

$R_{фп}^{зк}$ - термічний опір фазового переходу в зоні конденсації парової камери, К/Вт;

$R_{т/пр}^{зк}$ - термічний опір теплопровідності корпусу парової камери в зоні конденсації, К/Вт.

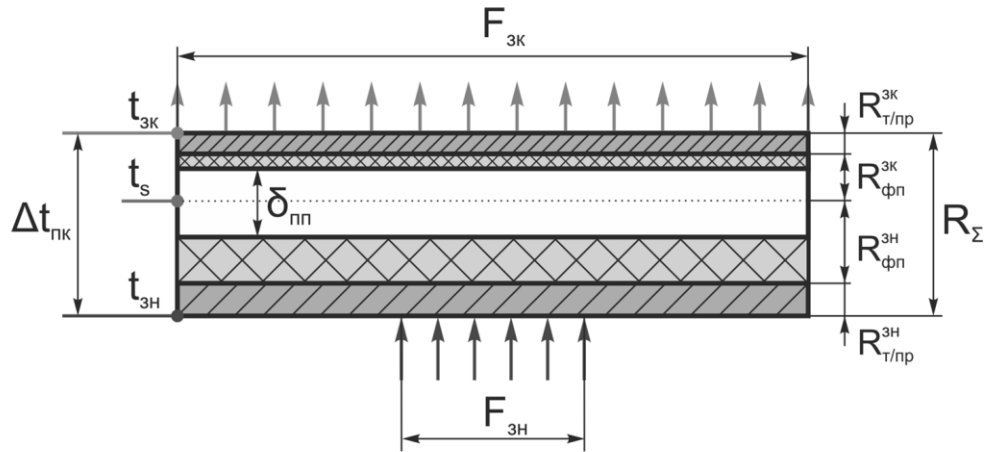


Рисунок 5.3 – Схема термічного опору парової камери

Термічним опором контакту пористих структур можна знехтувати, прийнявши до уваги, що пориста структура припікається до корпусу та кришки, що дозволяє досягти ідеального термічного контакту.

Термічний опір теплопровідності корпусу парової камери в зоні нагріву визначається як:

$$R_{\text{т/пр}}^{\text{зн}} = \frac{\delta_{\text{к}}^{\text{зн}}}{\lambda_{\text{к}} \cdot F_{\text{зн}}}, \quad (5.2)$$

де $\delta_{\text{к}}^{\text{зн}}$ – товщина корпусу камери в зоні нагріву, м;

$\lambda_{\text{к}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу корпусу, Вт/(м·К);

$F_{\text{зн}}$ – площа поверхні зони контакту із гріючим елементом, м².

Термічний опір фазового переходу в зоні нагріву парової камери визначається як:

$$R_{\text{фп}}^{\text{зн}} = \frac{1}{\alpha_{\text{зн}} \cdot F_{\text{зн}}}, \quad (5.3)$$

де $\alpha_{\text{зн}}$ – інтенсивність теплообміну в зоні нагріву парової камери, Вт/(м²·К).

Для розрахунку величини $\alpha_{\text{зн}}$ може бути рекомендована залежність, отримана в результаті узагальнення дослідних даних, отриманих у роботі:

$$\frac{\text{Nu}_h}{\text{Nu}_{h \rightarrow \infty}} = 0.0067 \left(\frac{h}{l_c} \right)^2 - 0.067 \left(\frac{h}{l_c} \right) + 0.984, \quad (5.4)$$

де Nu_h – число Нусельта для кипіння на капілярній структурі в обмежених умовах в обмежених умовах, в якому в якості визначального розміру прийнято капілярну сталу l_c ;

$\text{Nu}_{h \rightarrow \infty}$ - число Нусельта для кипіння на капілярній структурі у великому об'ємі;

h – відстань між обмежувачем та верхньою поверхнею КС.

$$l_c = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}, \quad (5.5)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м;

ρ' , ρ'' – густина насиченої рідини та пари, відповідно, кг/м³;

Для розрахунку числа Нусельта для кипіння на МВКС в умовах великого об'єму $\text{Nu}_{h \rightarrow \infty}$ були отримані наступні залежності.

Якщо $\text{Re} = 10 \dots 120$,

$$\text{Nu}_{h \rightarrow \infty} = 2.3 \cdot \text{Re}^n \cdot \left(\frac{1 - \Pi_{\text{пр}}}{1 - \Pi} \right)^{0.63}, \quad (5.6)$$

де $n = 0.46 \dots 0.5$;

$\Pi_{\text{пр}}$ – гранична пористість, що визначається згідно рекомендацій [34]:

$$\Pi_{\text{пр}} = \exp(-6 \cdot d_{\text{в}} / l_{\text{в}}), \quad (5.7)$$

де d_b – діаметр волокон структури, м;

l_b – довжина волокон структури, м.

Якщо $Re = 120 \dots 500$,

$$Nu_{h \rightarrow \infty} = 12,5 \cdot Re^m \cdot \left(\frac{1 - \Pi_{пр}}{1 - \Pi} \right)^{0,63}, \quad (5.8)$$

де $m = 0,16 \dots 0,2$.

В якості визначального розміру у числах Нусельта та Рейнольдса використано ефективний діаметр пор [119]:

$$d_{\text{еф}} = \frac{0,4 \cdot d_b^{0,7} \cdot l_b^{0,3} \cdot \Pi^{1,6}}{\sqrt{1 - \Pi}} \quad (5.9)$$

Залежності (5.4)-(5.8) можуть бути рекомендовані до використання в діапазоні чисел Рейнольдса $10 \dots 500$, що відповідає густинам теплових потоків $0,1 \dots 2,0$ МВт/м² при кипінні води в нормальних умовах.

Термічний опір фазового переходу в зоні конденсації парової камери визначається як:

$$R_{\text{фп}}^{\text{зк}} = \frac{1}{\alpha_{\text{зк}} \cdot F_{\text{зк}}}, \quad (5.10)$$

де $\alpha_{\text{зк}}$ – інтенсивність теплообміну в зоні конденсації парової камери, Вт/(м²·К).

$F_{\text{зк}}$ – площа поверхні зони конденсації, м².

Інтенсивність теплообміну в зоні конденсації парової камери визначається в залежності від її конструкційних особливостей, а саме наявності або відсутності капілярної структури на кришці.

У випадку, коли на кришці відсутнє пористе покриття, для розрахунку $\alpha_{зк}$ можуть бути рекомендовані залежності [120]:

$$Nu = 0,787 \cdot P^{0,464} \cdot Ra^{0,2}, \quad (5.11)$$

$$Nu = 0,69 \cdot Ra^{0,2} \quad (5.12)$$

де P – тиск, МПа;

Ra – число Релея, яке визначається як:

$$Ra = \frac{g \cdot (\rho' - \rho'') \cdot r \cdot \delta^3}{\lambda' \cdot \nu' \cdot \Delta T}, \quad (5.13)$$

де g – теплота пароутворення, Дж/(кг·К);

δ – товщина плівки конденсату, м;

λ' – коефіцієнт теплопровідності рідкої фази теплоносія на лінії насичення, Вт/(м·К);

ν' – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідкої фази теплоносія на лінії насичення, м²/с;

$\Delta T = T_s - T_{зк}$ – температурний напір в зоні конденсації, К.

Товщина плівки конденсату використовується у якості визначального розміру і вона може бути розрахована, за рекомендацією [120] як:

$$\delta = l_c \quad (5.14)$$

У випадку, коли на кришку парової камери нанесена пориста структура, інтенсивність теплообміну при конденсації можна розрахувати, використовуючи залежності, наведені в [121]:

$$\overline{Nu} = \left[\frac{2 \cdot \delta_0^* \cdot Da \cdot Ra}{Ja} \cdot \left(1 - \frac{\delta_c^*}{\delta_0^*} \right) \right]^{1/2}, \quad (5.15)$$

де δ_0^* - безрозмірна товщина плівки конденсату в центрі кришки;

Da – число Дарсі;

Ja – число Якоба;

δ_c^* – безрозмірна товщина плівки конденсату з краю кришки.

Безрозмірні товщини плівки конденсату визначаються, відповідно як:

$$\delta_0^* = \frac{\delta_0}{L_0} \quad (5.16)$$

$$\delta_c^* = \frac{\delta_c}{L_0}, \quad (5.17)$$

тут L_0 – половина довжини кришки, м.

Враховуючи особливості конструкції парової камери, а саме те, що за рахунок дії капілярних сил теплоносій переноситься із зони конденсації до зони нагріву, товщину плівки конденсату у будь-якій точці на поверхні кришки можна прийняти рівною товщині пористого покриття.

Число Дарсі визначається як:

$$Da = \frac{K}{L_0^2}, \quad (5.18)$$

де K – проникність капілярної структури, м^2 .

Число Релея в залежності (5.15) можна визначити таким чином:

$$Ra = \frac{g \cdot \rho'^2 \cdot Pr \cdot L_0^3}{\mu_{\text{эф}}^2} \quad (5.19)$$

де Pr – число Прандтля для рідкої фази теплоносія на лінії насичення;

$\mu_{\text{эф}}$ – коефіцієнт ефективної в'язкості конденсату в пористому покритті, Па·с.

Число Якоба розраховується за залежністю:

$$Ja = \frac{c_p \cdot \Delta T}{r + c_p \cdot \Delta T}, \quad (5.20)$$

тут c_p – теплоємність рідкої фази теплоносія на лінії насичення, Дж/(кг·К).

Термічний опір теплопровідності кришки парової камери в зоні конденсації визначається як

$$R_{\text{т/пр}}^{\text{зк}} = \frac{\delta_{\text{к}}^{\text{зк}}}{\lambda_{\text{кр}} \cdot F_{\text{зк}}}, \quad (5.21)$$

де $\delta_{\text{к}}^{\text{зк}}$ - товщина кришки камери в зоні конденсації, м;

$\lambda_{\text{кр}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу кришки, Вт/(м·К);

Наведена методика є універсальною і може бути використана для розрахунку та оптимізації будь-яких двофазних теплопередавальних пристроїв, в тому числі, теплових труб та термосифонів.

Алгоритм розрахунку термічного опору за даною методикою наведено на рис. 5.4

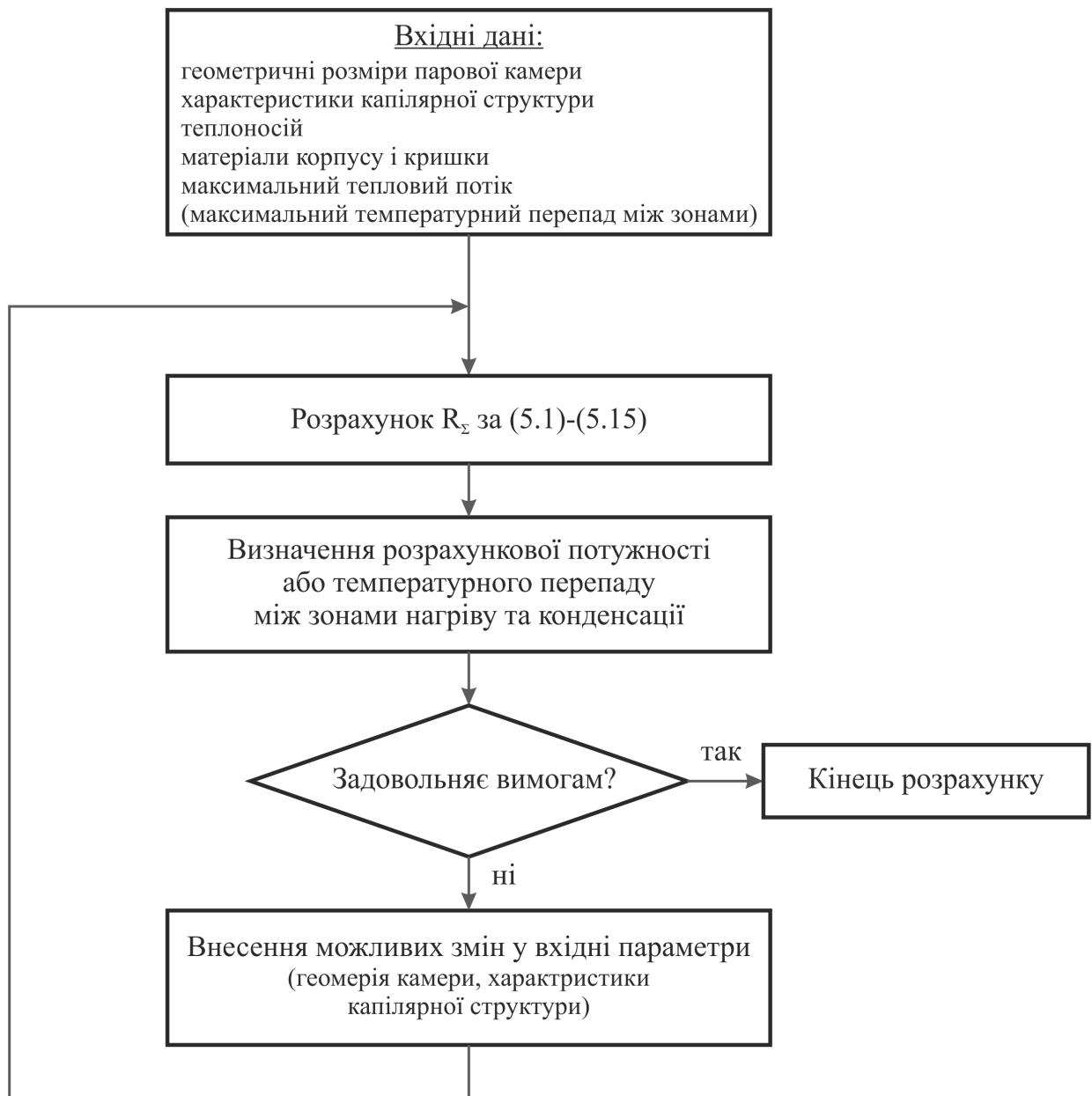


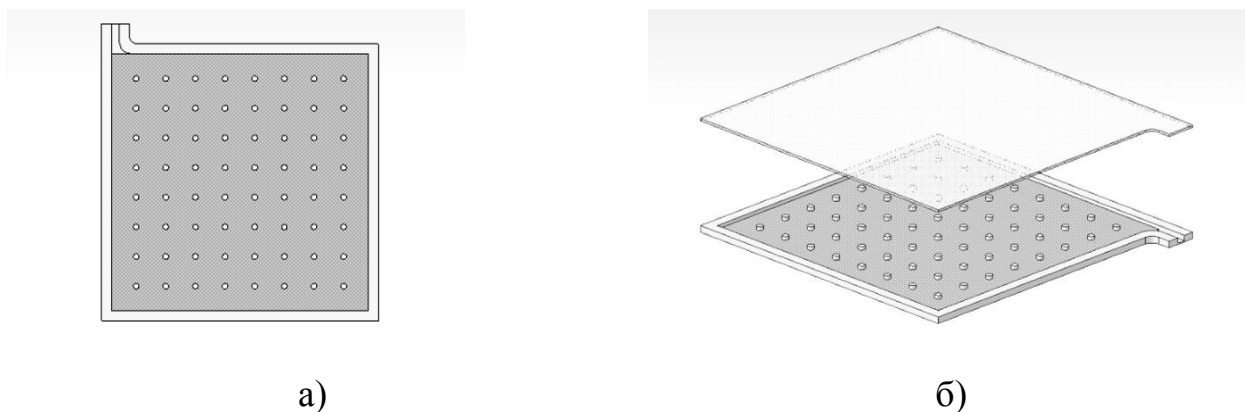
Рисунок 5.4 – Алгоритм розрахунку термічного опору парової камери

5.3 Співставлення результатів розрахунків з дослідними даними для реальних конструкцій

З метою перевірки та порівняння результатів, отриманих за представленою методикою із результатами для реальних конструкцій, було проведено дослідження термічного опору парових камер.

5.3.1 Дослідні зразки

Парові камери представляли собою прямий паралелепіпед з основою 70х70 мм. Зовнішній вигляд камери представлено на рис. 5.5.



а) корпус камери; б) камера з кришкою

Рисунок 5.5 – Парова камера, що досліджувалася

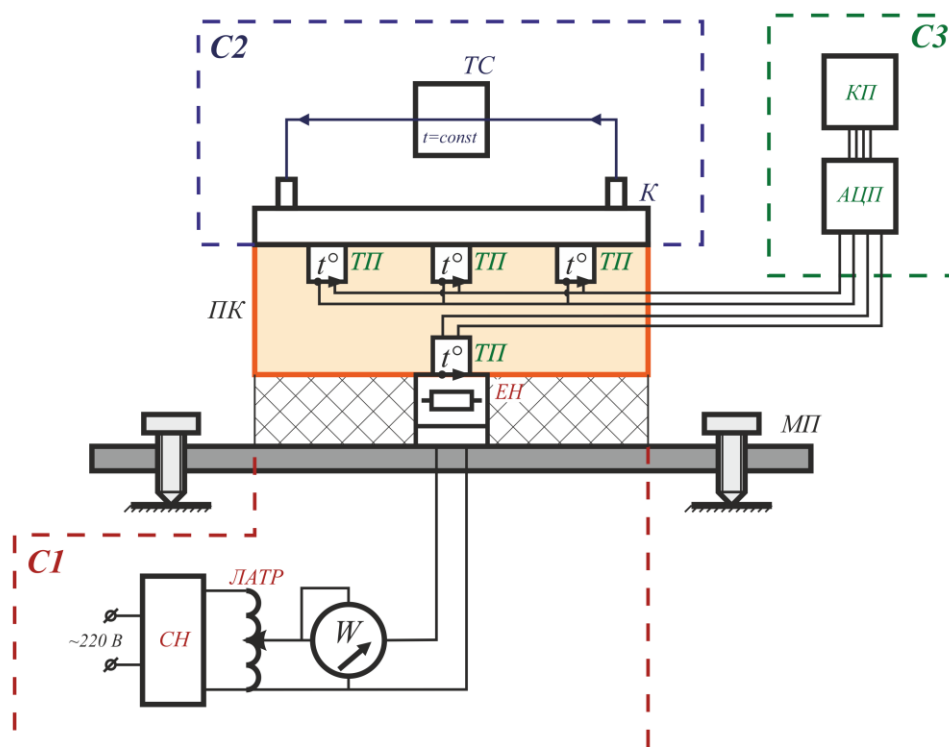
До нижньої частини корпусу припікалася пориста структура заданих параметрів (табл. 5.1). В якості теплоносія були використані дистильована вода та метанол.

Таблиця 5.1 – Параметри досліджуваних парових камер

Позначення	Товщина КПС, мм	Пористість, %	Діаметр волокна, мкм
VC-5	0,4	88,9%	20
VC-8	0,13-0,18	86%	20
VC-10	0,17-0,2	89%	20

5.3.2 Експериментальна установка, методики проведення досліджень та обробки дослідних даних

Схема експериментальної установки представлена на рис. 5.6. Експериментальна установка складалася із таких систем: підведення (С1) та відведення тепла (С2), системи визначення температурного поля досліджуваного об'єкту (С3).



ПК – парова камера, МП – монтажна плита;

C1: ЕН – електронгрівач, ЛАТР – лабораторний автотрансформатор,

СН – стабілізатор напруги;

C2: К – конденсатор, ТС – термостат;

C3: ТП – термопари, АЦП – аналого-цифровий перетворювач,

КП – персональний комп'ютер

Рисунок 5.6 – Схема експериментальної установки для дослідження парових камер

Основним елементом системи підведення теплоти C1 був електричний нагрівач ЕН розмірами 2×2 см, який був під'єднаний до електромережі через лабораторний автотрансформатор ЛАТР. Потужність, що підводилася до електронагрівача, визначалася за показами ватметра.

Відведення теплоти здійснювалося за рахунок квадратного конденсатора К розмірами 70×70 мм, через який пропускалася охолоджуюча рідина заданої температури. Підтримання постійної температури охолоджуючої рідини здійснювалося за допомогою термостату ТС.

Температурне поле камери визначалося за показами шести мідь-константанових термопар, п'ять з яких були зачеканені на нижній поверхні конденсатора, а одна – приварена до верхньої поверхні електронагрівача. Для зменшення контактного термічного опору, поверхні нагрівача і конденсатора вкривалися шаром термопасти Dow Corning TC-5021 [122]. Схема розташування термопар у зоні конденсації представлена на рис. 5.7. Покази термопар через аналого-цифровий перетворювач ICP CON I-7018Z [82] передавалися на комп'ютер із необхідним встановленим програмним забезпеченням [83].

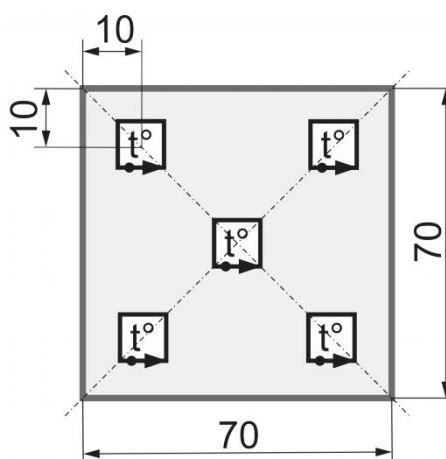


Рисунок 5.7 – Схема розташування термопар в зоні конденсації парової камери

Для зменшення тепловтрат в навколишнє середовище під час проведення дослідів вільні поверхні парової камери, нагрівача та конденсатора вкривалися шаром теплоізоляції із базальтових матів.

Камери були досліджені при таких умовах:

- потужність, що підводилася від 100 до 600 Вт;
- температура охолоджуючої рідини від -25 до 100 °С;
- температура корпусу камери в зоні нагріву 90 ± 3 °С.

Дослідження проводилися таким чином:

- 1) монтажна плита виставлялась у горизонтальне положення;

2) поверхні нагрівача та конденсатора вкривалися тонким шаром теплопровідної пасти;

3) парова камера встановлювалася між нагрівачем та конденсатором і затискалася за допомогою спеціальних прижимів;

4) перевірялося горизонтальність встановлення парової камери;

5) подавалася охолоджуюча рідина у конденсатор;

6) за допомогою ЛАТРа встановлювалося найменше значення потужності (100 Вт), при якій проводилося дослідження;

7) температура охолоджуючої рідини у конденсаторі коригувалася таким чином, щоб після встановлення стаціонарного режиму температура зони нагріву становила 90 ± 3 °С.

8) після виходу на стаціонарний режим протягом 2-3 хв проводився запис показів сигналів термопар.

9) потужність на нагрівачі ЕН підвищувалася на задану величину (~40 Вт)

10) дії, описані в п.7-9 повторювалися до тих пір, поки не була досягнута максимальна потужність в 600 Вт.

Після запису показів термопар термічний опір парової камери визначався таким чином:

$$R = \frac{t_{\text{зн}} - \overline{t_{\text{зк}}}}{Q_{\text{підв}}},$$

тут $t_{\text{зн}}$ - температура в зоні нагріву парової камери, °С;

$\overline{t_{\text{зк}}}$ - середня температура зони конденсації парової камери, °С

$Q_{\text{підв}}$ - кількість теплоти, що підводиться до парової камери, Вт.

Середня температура зони конденсації парової камери визначалася як середнє арифметичне показів термопар у цій зоні:

$$\overline{t_{3к}} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k t_{3к-i},$$

тут k – кількість термопар у зоні конденсації.

Кількість теплоти, що підводилася до парової камери визначалася за показами ватметра. Було зроблено припущення, що тепловтрати в навколишнє середовище не перевищують 5% від підведеної потужності, що дозволяє ними знехтувати.

5.3.3 Результати досліджень термічного опору парових камер

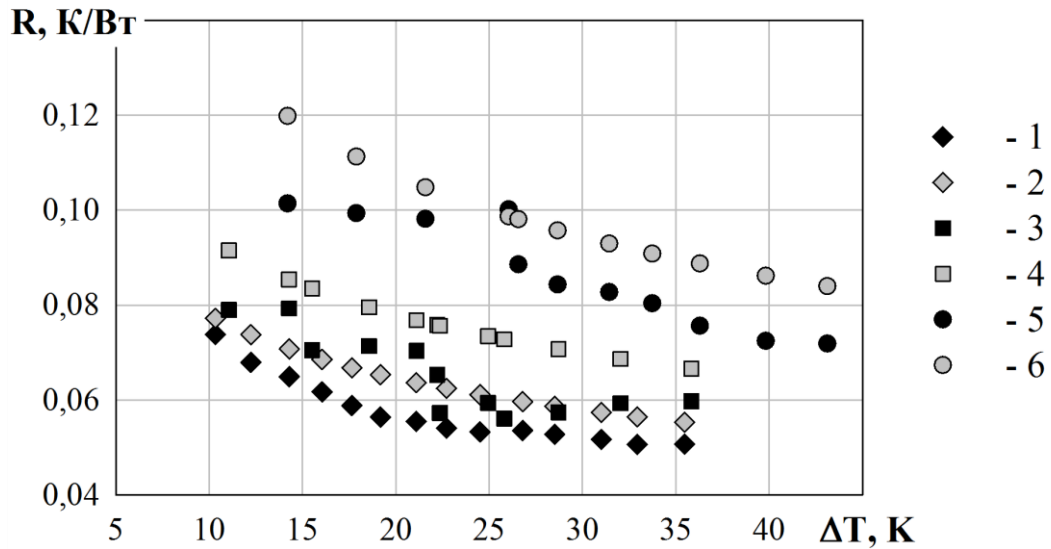
Для розрахунку, крім наведених вище, були використані такі характеристики парових камер:

- товщина дна камери $\delta_k^{3н} = 0,1$ мм;
- товщина КС в зоні нагріву $\delta_k^{3н} = 0,35$ мм;
- товщина КС в зоні конденсації $\delta_k^{3н} = 0,05$ мм;
- товщина кришки камери $\delta_k^{3н} = 0,5$ мм;

Теплофізичні властивості матеріалу корпусу та КС визначались за [89]. Проникність КС визначалась за графіками [34].

Після проведення розрахунків, їх результати були співставленні з дослідними даними (рис. 5.8). Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок про те, що при розрахунках отримані дещо завишені значення термічних опорів (в середньому на 7-12%), що, швидше за все, пов'язано з тим, що для розрахунку інтенсивностей теплообміну при кипінні і конденсації використані формули, які не враховують всю повноту явищ, що мають місце в реальних умовах. Так, формула (4.25)-(4.28) отримана для умов кипіння на затопленій КС, однак у паровій камері надлишку рідини не існує і, можливо, досягаються більші значення $\alpha_{3н}$. Така ж ситуація може спостерігатися і в зоні конденсації, адже характеристики КС на кришці

можуть суттєво впливати на величину $\alpha_{\text{зк}}$, а формула (5.15) враховує його не в повній мірі.



1 – VC-5, експеримент; 2 – VC-5, розрахунок; 3 – VC-8, експеримент;
4 – VC-8, розрахунок; 5 – VC-10, експеримент; 6 – VC-10, розрахунок

Рисунок 5.8 – Співставлення дослідних і розрахункових даних з термічного опору парових камер

5.4 Висновки до розділу

1. Розроблена методика інженерного розрахунку дозволяє спроектувати двофазні теплопередавальні пристрої для забезпечення необхідного температурного режиму охолоджуваного об'єкту (тепловиділяючий елемент радіоелектронного пристрою, космічного апарату, комп'ютерного обладнання тощо) при заданому рівні його теплового навантаження

2. Правомірність використання запропонованої методики підтверджується відхиленнями між розрахунковими та експериментальними результатами 7-12%, що є достатнім для інженерних розрахунків.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі розв'язана комплексна задача фізичного обґрунтування високої інтенсивності теплообміну при кипінні на пористих структурах в умовах обмеженості зовнішнього простору.

Використання перевірених експериментальних методів досліджень дозволило отримати надійні результати, встановити вплив основних геометричних характеристик метало-волокнистих капілярних структур та режимних параметрів на інтенсивність теплообміну. Аналіз отриманих результатів дозволив розвинути фізичні уявлення про механізм тепломасопереносу при кипінні в умовах обмеженого простору, отримати емпіричні залежності для розрахунку інтенсивності теплообміну та розробити методику інженерного розрахунку двофазних теплопередавальних пристроїв.

Виконана комплексна багатопланова робота, за результатами якої можна зробити такі висновки.

1. Отримані нові результати щодо впливу висоти вільного простору та густини відведеного теплового потоку на перегрів поверхні теплообміну дозволили встановити, що при кипінні на гладких поверхнях він проявляється при висотах менше 10 мм. При цьому для поверхонь з пористим покриттям цей вплив проявляється вже при висотах $h < 22,5$ мм (при кипінні води при атмосферному тиску).

2. Встановлено, що для пористих поверхонь зменшення висоти вільного простору може призвести до зниження інтенсивності тепловіддачі на 20-30% в порівнянні з кипінням на пористій структурі у великому об'ємі. При цьому при зменшенні висоти $h < 7,5$ мм густини відведених теплових потоків збільшуються на 15-25%.

3. Отримані дані свідчать про те, що застосування пористого покриття призводить до інтенсифікації теплообміну у порівнянні з кипінням на гладкій поверхні в обмежених умовах у 2,5-4 рази.

4. Досліджено вплив ряду факторів на інтенсивність тепловіддачі при кипінні як на гладких, так і на пористих поверхнях:

а) зменшення діаметру гладкої тепловіддаючої поверхні від 5 мм до 0,8 мм в області густин теплових потоків $q > 300$ кВт/м² призводить до збільшення інтенсивності тепловіддачі при кипінні у 1,3-2 рази;

б) збільшення діаметру волокон капілярної структури від 20 мкм до 50 мкм призводить до інтенсифікації процесу кипіння на 25-30%;

в) виявлено наявність оптимальної довжини волокон, при якій спостерігається найбільш інтенсивне відведення теплоти;

г) збільшення пористості капілярної структури при незмінності інших параметрів від 65% до 85% призводить до зниження інтенсивності теплообміну при кипінні на КС в 1,5 рази.

5. В результаті аналізу та узагальнення результатів досліджень уточнено та розвинуто фізичну модель процесу кипіння на пористих поверхнях в умовах обмеженого простору. Модель охоплює три основні випадки тепломасопереносу розглянутого процесу, а саме:

- вільноконвективний теплообмін;
- кипіння на пористій структурі в умовах її затоплення теплоносієм при відсутності і наявності впливу парового утворення у верхній частині робочого простору;
- кипіння у пористій структурі в умовах капілярного транспорту теплоносія.

6. Отримані результати з інтенсивності теплообміну при кипінні на поверхні малого розміру у великому об'ємі та в обмежених умовах дозволили отримати узагальнюючі критеріальні залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в залежності від густини відведеного теплового потоку, діаметра поверхні, теплофізичних властивостей теплоносія, а також висоти вільного простору. Залежності можуть бути використані для поверхонь теплообміну діаметром від 0,8 до 5,0 мм в діапазоні густин теплових потоків від $3,1 \cdot 10^4$ Вт/м² до $7,4 \cdot 10^6$ Вт/м² при кипінні на них

очищеної води та в діапазоні теплових потоків $2,7 \cdot 10^5$ Вт/м² до $1,3 \cdot 10^6$ Вт/м² при кипінні етилового спирту, в діапазоні висот від 2 до 10 мм. Середнє відхилення розрахункових даних для інтенсивності тепловіддачі при кипінні на поверхні малого розміру не перевищує $\pm 12\%$.

7. Вперше отримані залежності, які дозволяють розраховувати інтенсивність теплообміну при кипінні води на пористих поверхнях в умовах обмеженого простору та у великому об'ємі. Вони можуть бути використані для чисел Рейнольдса від 10 до 450 для метало-волокнистих капілярних структур товщиною 0,7-1,0 мм та пористістю 65-85% в діапазоні відстаней між поверхнею КПС та верхньою стінкою від 5 до 22,5 мм. Розбіжність між дослідними та розрахунковими даними не перевищує 20%.

8. Розроблена методика інженерного розрахунку дозволяє спроектувати двофазні теплопередавальні пристрої для забезпечення необхідного температурного режиму охолоджуваного об'єкту (тепловиділяючий елемент радіоелектронного пристрою, космічного апарату, комп'ютерного обладнання тощо) при заданому рівні його теплового навантаження.

Результати роботи використані ПП «НВФ Теплові Технології» при розробці систем охолодження для електронних модулів космічного апарату «MASCOT», а також застосовуються в навчальному процесі теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського при підготовці студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика».

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Шаповал А.А. Косторнов А.Г., Мороз А.Л. и др. К расчетам тепловых труб с металловолоконными структурами, перспективных для устройств водородной энергетики. *Водородное материаловедение и химия углеродных наноматериалов* : материалы VIII Международной конференции. Судак, Украина. 2003. С. 1074-1075.
2. Батуркин В.М., Тыщенко Д.М., Алексеик Е.С. Разработка миниатюрных тепловых труб для охлаждения РЭА. *Современные информационные и электронные технологии*: материалы 9-й Международной научно-практической конференции. Одеса, Украина. 2008. т.2. С. 48
3. Vogel M., Xu G. Low Profile Heat Sink Cooling Technologies for Next Generation CPU Thermal Designs. *Electronics Cooling*. 2005. February (A2). P.1-11.
4. Теплотехнические исследования модуля с установленным теплопередающим устройством. Протокол испытаний. Подготовлен по договору №92803/61 от 05.07.2006 г. между ОАО “АО Научно-исследовательский институт радиотехнических измерений” (ОАО “АО НИИРИ”) и Министерством промышленной политики Украины. Харьков 2007. 25 с.
5. Vasiliev L.L, Andrei G. and oth. Miniature heat pipes for electronic equipment thermal control. *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators* : Proc. V Minsk Int. Seminar. (Minsk, September 2003). Minsk, Belarus. 2003. P. 429-435.
6. Khairnasov S., Naumova A. Heat pipes application in electronics thermal control systems. *Frontiers in Heat Pipes*. 2015. V.6. P.1-14. http://www.thermalfluidscentral.org/journals/index.php/Heat_Pipes/article/view/472/420
7. Kiseev V.M., Nepomnyashy A.S., Gruzдова N.L. Investigation of Vapor Generation into Capillary Structures of Miniature Loop Heat Pipes. *Heat*

Pipes, Heat Pumps, Refrigerators. Proc. V Minsk International Seminar (Minsk, September 2003). Minsk, Belarus. 2003. P. 201-207.

8. Prasher, R. S. A Simplified Conduction Based Modeling Scheme for Design Sensitivity Study of Thermal Solution Utilizing Heat Pipe and Vapor Chamber Technology. *Journal of Electronic Packaging*. 2003, 125(3), P. 378-385. doi:10.1115/1.1602479

9. Wong S.-C., Hsieh K.-C., Wu J.-D. , Han, W.-L. A novel vapor chamber and its performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010. 53(11-12). P. 2377–2384. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.001

10. Tang Y., Lin L., Zhang S. [et al.] Thermal management of high-power LEDs based on integrated heat sink with vapor chamber. *Energy Conversion and Management*. 2017. 151, P. 1–10. doi:10.1016/j.enconman.2017.08.087

11. Nukiyama Sh. The Maximum and Minimum Values of the Heat Q Transmitted from Metal to Boiling Water under Atmospheric Pressure. *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*. 1934. V. 37, #206. P. 367-374

12. Толубинский В.И. Кривешко А.А., Островский Ю.Н. О пульсациях температуры поверхности нагрева под действующим центром парообразования. *Теплофизика и теплотехника*. Киев: Наукова думка. 1971. Вип. 19. С. 22-26.

13. Толубинский В.И. Теплообмен при кипении. Киев: Наукова думка, 1980. 316 с.

14. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. Изд. 5-е. М.: Атомиздат, 1979. 415 с.

15. Лабунцов Д.А. Обобщение зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей. *Теплоэнергетика*, 1960. №5. С. 14

16. Субботин В.И., Сорокин Д.Н., Кудрявцев А.П. Режимы теплосъема при парообразовании в условиях свободной конвекции. *Теплофизика высоких температур*. 1968. Т.6. Вып. 4. С. 702-206

17. Кравец В.Ю. Теплообмен при кипении жидкостей на микроповерхностях в большом объеме применительно к охлаждению

элементов радиоэлектронной аппаратуры: Дис. ... канд. техн. наук 01.04.14. Киев. 1984. 284 с.

18. Бараненко В.И., Дикий Н.А., Чичкань Л.А. Исследование температурных флуктуаций и локальных характеристик теплообмена при пузырьковом кипении воды. В сб.: *Кипение и конденсация*. Рига: РПИ. 1977. Вып. 1. С. 33-44.

19. Lee, H. S., Merte, H. Spherical vapor bubble growth in uniformly superheated liquids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1996. 39(12), P. 2427–2447. doi:10.1016/0017-9310(95)00342-8

20. Kim J., Benton J. F., Wisniewski D. Pool boiling heat transfer on small heaters: effect of gravity and subcooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2002. V.45. P. 3919–3932

21. Lee, H. C., Oh, B. D., Bae, S. W., & Kim, M. H. Single bubble growth in saturated pool boiling on a constant wall temperature surface. *International Journal of Multiphase Flow*. 2003. 29(12), P. 1857–1874.

22. Vachaparambil K. J., Einarsrud, K. E. Explanation of Bubble Nucleation Mechanisms: A Gradient Theory Approach. *Journal of The Electrochemical Society*. 2018. #165 (10), P. E504–E512.

23. McHale J. P., Garimella S. V. (2010). Bubble nucleation characteristics in pool boiling of a wetting liquid on smooth and rough surfaces. *International Journal of Multiphase Flow*. 2010. 36(4), P. 249–260.

24. Wei J., Yu B. Wang H.S. Heat transfer mechanisms in vapor mushroom region of saturated nucleate pool boiling. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2003. Vol. 24. Is. 2. P. 210-222

25. Genske P., Stephan K. Numerical simulation of heat transfer during growth of single vapor bubbles in nucleate boiling. *International Journal of Thermal Sciences*. 2006. #45. P. 299–309

26. Gerardi, C., Buongiorno, J., Hu, L., & McKrell, T. Study of bubble growth in water pool boiling through synchronized, infrared thermometry and

high-speed video. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010. 53(19-20). P. 4185–4192.

27. Stephan, P., Kern, J. Evaluation of heat and mass transfer phenomena in nucleate boiling. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2004. #25(2), P. 140–148. doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2003.11.006

28. Siedel, S., Cioulachtjian, S., Bonjour, J. Experimental analysis of bubble growth, departure and interactions during pool boiling on artificial nucleation sites. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2008. #32(8), P. 1504–1511. doi:10.1016/j.expthermflusci.2008.04.004

29. Chai L.H., Shoji M. Boiling curves – bifurcation and catastrophe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2001. #44. P. 4175-4179

30. Krupiczka, R., Rotkegel, A., Ziobrowski, Z., 2000. The influence of mass transfer on the heat transfer coefficients during the boiling of multicomponent mixtures. *Int. J. Therm. Sci.* 39, 667–672.

31. Маньковский О.Н., Иоффе О.Б., Фридгант Л.Г., Толчинский А.Р. О механизме процесса кипения на затопленных поверхностях с пористым покрытием. *ИФЖ*. 1976. Т.30, №2. С. 310-316

32. Шаповал А.А. Теплообмен при кипении воды и ацетона на поверхностях с металловолокнистыми капиллярно-пористыми покрытиями. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14. Киев. 1985. 23 с.

33. Шаповал А.А. К моделированию процессов теплообмена при кипении на поверхностях с неупорядоченными пористыми структурами. *Heat and Mass Transfer: In: Proc. 4th Minsk International Minsk Forum, Belarus*. 2000. P. 198-204

34. Семена М.Г., Гершуни А.Н., Зарипов В.К.. Тепловые трубы с металловолокнистыми капиллярными структурами К: Вища шк. Головное изд-во, 1984. 215 с.

35. Makbeth R.V. Boiling on Surface Overlayed with a Porous Deposit. Heat Transfer Rates Obtainable by Capillary Actions. *AKAEA AEEW-R-711*, Winfrieth, 1971. 10 p.

36. Стырикович М.А., Леонтьев А.И., Малышенко С.П. О механизме переноса нелетучих примесей при кипении на поверхностях, покрытых пористыми структурами. *ТВТ*. 1976. Т.14. С. 998 – 1006.

37. Зуйков А.С. Леонтьев А.И., Полонский В.С. [и др] Модель процесса концентрирования при кипении в КПС. *Докл. АН СССР*, 1978 Т.241, №3. С. 579 – 583

38. Wojcik T.M. Experimental investigations of boiling heat transfer hysteresis on sintered, metal-Fibrous, porous structures. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2009 March (Vol. 33, Iss. 3). P. 397-404

39. Shapoval A.A., Kostornov A.G. Influence of the characteristics capabilities of fibrous metal capillary structures on heat transfer in boiling water and acetone. In: Proc. 11th International heat pipe conference. Musashinoshi Tokyo, Japan.1999. Vol. 2, A11 -4. P.113-118

40. Шаповал А.А., Косторнов А.Г. О влиянии характеристик пористых структур из металловолокон на закипание воды в условиях, характерных для тепловых труб и термосифонов *Heat and Mass Transfer*: In Proc. 4th Minsk International Forum. Minsk, Belarus. 2000. P. 348-351

41. Shapoval A.A. Some Aspects of Research of Boiling on Surfaces with Porous Coatings and Structures. *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators*: In Proc. V Minsk International Seminar. Minsk, Belarus. 2003. P. 419-422

42. Проект INTAS № 06-1000024-9339 “Development and Creation of Heat Pipes on a Basis Metalfibrous Capillary Structures with Improved Thermophysic Characteristics for Temperature Control Systems of the Perspective Space Vehicles” Отчеты украинского участника проекта . Институт проблем материаловедения им. И.Н.Францевича Национальной академии наук Украины. Киев. 2007-2008. 55 с.

43. Фрідріхсон Ю.В. Вплив тиску і характеристик металоволокнистих покриттів на теплообмін при кипінні рідин у великому об'ємі. Автореф. дис. ... канд. техн.. наук: 05.14.05. Київ. 1995. 16 с.

44. Alam M.S., Prasad L., Gupta S.C., Agarwal V.K. Enhanced boiling of saturated water on copper coated heating tubes. *Chemical Engineering and Processing Process Intensification*. 2008. Vol. 47, Iss.1. P. 159-167
45. Кузма-Китча Ю.А., Комендантов А.С., Барч Г. Улучшение характеристик элементов парогенерирующей техники путем интенсификации теплообмена. *Heat and Mass Transfer* : In Proc. 4th Minsk International Forum. Minsk, Belarus. 2000. P. 215-222
46. Chatys R. Aspects of complexity of metal-fibrous microstructure for the construction of high-performance heat exchangers: estimation of adhesive strength. *Aviation*. 2020. V. 24. Iss.3. P. 117-122
47. Orman L. Aspects of complexity of metal-fibrous microstructure for the construction of high-performance heat exchangers: thermal properties. *Aviation*. 2020. V. 24. Iss.3. P. 99-104
48. Li Ch., Peterson G.P., Wang Y. Evaporation/Boiling in Thin Capillary Wicks (I) – Wick Thickness Effects. *Journal of Heat Transfer*. 2006. December (Vol. 128, Iss. 12). P. 1312-1320
49. Смирнов Г.Ф., Цой А.Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах. М.: Из-во МЭИ, 1999. 440 с
50. Brautsch A., Kew P.A. Examination and visualisation of heat transfer processes during evaporation in capillary porous structures. *Applied Thermal Engineering*. 2002. May (Vol. 22, Iss. 7). P. 815-824.
51. Li Chen, Peterson G.P. Parametric Study of Pool Boiling on Horizontal Highly Conductive Microporous Coated Surfaces. *Journal of Heat Transfer*. 2007. V. 129, Nu.11. P. 1465-1475
52. Li Ch., Peterson G.P. Evaporation/Boiling in Thin Capillary Wicks (II) – Effects of Volumetric Porosity and Mesh Size. *Journal of Heat Transfer*. 2006. – December (Vol. 128, Iss. 12). P. 1320-1328
53. Franco A., Latrofa E.M., Yagov V.V. Heat transfer enhancement in pool boiling of a refrigerant fluid with wire nets structures. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2006. January (Vol. 30, Iss. 3). P. 263-275.

54. Pastuszko P. Pool boiling heat transfer on micro-fins with wire mesh – Experiments and heat flux prediction. *International Journal of Thermal Sciences*. 2018. Vol. 125. P. 197-209.
55. Cieslinski J.T. Nucleate pool boiling on porous metallic coatings. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2002. Vol. 25, Iss. 7. P. 557-564
56. Hanlon M. A., Ma H.B. Evaporation Heat Transfer in Sintered Porous Media. *Journal of Heat Transfer*. 2003. Vol. 125 , Iss. 8. P. 644-652
57. Arik M., Avram B.C., Seung M.Y. Enhancement of pool boiling critical heat flux in dielectric liquids by microporous coatings. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007. Vol. 50, Iss. 5-6. P. 997-1009
58. Sabir H.M., ElHag Y.B.M. A study of capillary-assisted evaporators. *Applied Thermal Engineering*. 2007. Vol. 27, Iss. 8-9. P. 1555-1564
59. Sohag, F. A., Beck, F. R., Mohanta, L., [et al.]. Effects of subcooling on downward facing boiling heat transfer with micro-porous coating formed by Cold Spray technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. 106. P. 767–780. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.091
60. Zeng J., Chen C., Tang Y., [et al.]. Effect of powder size on capillary and two-phase heat transfer performance for porous interconnected microchannel nets as enhanced wick for two-phase heat transfer devices. *Applied Thermal Engineering*. 2016. V. 104. P. 668-677
61. Das A.K., Das P.K., Saha P. Performance of different structured surfaces in nucleate pool boiling. *Applied Thermal Engineering*. 2009. Vol. 29, Iss. 17-18. P. 3643-3653
62. Ramaswamy C., Joshi Y., Nakayama W., Johnson W. B. Effects of Varying Geometrical Parameters on Boiling From Microfabricated Enhanced Structures. *Journal of Heat Transfer*. 2003. Vol. 125 , Iss. 2. P. 103-109
63. Ramaswamy C., Joshi Y., Nakayama W., Johnson W. B. High-speed visualization of boiling from an enhanced structure . *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2002. Vol. 45, Iss. 24. P. 4761-4771

64. Верховский В.В., Данилова Г.Н., Тихонов А.В. Внутренние характеристики процесса и теплообмен при кипении хладагентов на поверхностях с искусственными центрами парообразования. *Heat and Mass Transfer: In Proc. 4th Minsk International Forum*. Minsk, Belarus. 2000. P. 168-175
65. Dehghani-Ashkezari E., Salimpour M.R. Effect of groove geometry on pool boiling heat transfer of water-titanium oxide nanofluid. *Heat and Mass Transfer*. 2018. V. 54. P. 3473–3481
66. Zhong D., Sun J., Menga J. [et al.] Effect of grooves on nucleate boiling heat transfer from downward facing hemispherical surface. *Experimental and Computational Multiphase Flow*. 2020. V.2. P. 52–58
67. Xu J., Ji X., Zhang W. Liu G. Pool boiling heat transfer of ultra-light copper foam with open cells. *International Journal of Multiphase Flow*. 2008. Vol. 34, Iss. 11. P. 1008-1022
68. Sarwar M.S. Jeong Y. H., Chang S.H. Subcooled flow boiling CHF enhancement with porous surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007. Vol. 50, Iss. 17-18. P. 3649-3657
69. Schertzer M. J., Ewing D., Ching C. Y., Chang J. S. The Effect of Pore Size on the Heat Transfer Between a Heated Finned Surface and a Saturated Porous Plate. *Journal of Heat Transfer*. 2009. Vol. 131, Iss. 1. P. 011501-1 - 011501-7
70. Furberg R., Palm B., Li S., [et al.] The Use of a Nano- and Microporous Surface Layer to Enhance Boiling in a Plate Heat Exchanger. *Journal of Heat Transfer*. 2009. Vol. 131, Iss. 1. P. 101010-1 - 101010-8
71. Forrest E., Williamson E., Buongiorno J. [et al.] Augmentation of nucleate boiling heat transfer and critical heat flux using nanoparticle thin-film coatings. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010. Vol. 53, Iss. 1-3. P. 58-67
72. Gao, J., Lu, L.-S., Sun, J.-W., Liu, X.-K., & Tang, B. Enhanced boiling performance of a nanoporous copper surface by electrodeposition and heat

treatment. *Heat and Mass Transfer*. 2016. V. 53(3). P. 947–958. doi:10.1007/s00231-016-1868-4

73. Gupta, S. K., Misra, R. D. Experimental study of pool boiling heat transfer on copper surfaces with Cu-Al₂O₃ nanocomposite coatings. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2018. V. 97, 47–55. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.07.004

74. Joseph, A., Mohan, S., Sujith Kumar, [et al.] . An experimental investigation on pool boiling heat transfer enhancement using sol-gel derived nano-CuO porous coating. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2019. V. 103. P. 37-50. doi:10.1016/j.expthermflusci.2018.12.033

75. Rishi, A. M., Kandlikar, S. G., Gupta, A. Improved wettability of graphene nanoplatelets (GNP)/copper porous coatings for dramatic improvements in pool boiling heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. V. 132. P. 462–472. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.169

76. Surtaev, A., Kuznetsov, D., Serdyukov, V., [et al.]. Structured capillary-porous coatings for enhancement of heat transfer at pool boiling. *Applied Thermal Engineering*. 2018. V. 133. P. 532–542.

77. Mehdikhani, A., Moghadasi, H., Saffari, H. (). An Experimental Investigation of Pool Boiling Augmentation Using Four-Step Electrodeposited Micro/Nanostructured Porous Surface in Distilled Water. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2020. V. 187. MS 105924. doi:10.1016/j.ijmecsci.2020.105924

78. Mori Sh. Okuyama K. Enhancement of the critical heat flux in saturated pool boiling using honeycomb porous media. *International Journal of Multiphase Flow*. 2009. Vol. 35, Iss. 10. P. 946-951

79. R. Pastuszko, Poniewski M., Wojcik T. Correlations for boiling in fibrous porous structures. *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators: Proc. IV Minsk International Seminar*. Minsk, Belarus. 2000. P. 149-155

80. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы. Перевод с английского Ю.А. Зейгарника. М.: Энергия. 1979. 272 с.

81. Алексеїк Є.С. “Процеси теплообміну в зоні нагріву теплових труб із вставною капілярною структурою. Молодь - енергетиці України - 2009: Відкритий конкурс молодих енергетиків та вчених. Київ. 2010. 51 с.
82. I-7017, I-7018, I-7019, M-7017, M-7018 and M-7019 Series User Manual. URL: http://ftp.icpdas.com/pub/cd/8000cd/napdos/7000/manual/7017-18-19_english.pdf (дата звернення: 05.02.2021)
83. EZ Data Logger Software. URL: https://www.icpdas-usa.com/ez_data_logger_products.html (дата звернення: 05.02.2021)
84. ГОСТ 10738-74. Припой серебряные. Марки. [Изм. №1; Чинный від 26.04.74]. Вид. офіц. Москва: ИПК Издательство стандартов, 1985. 5 с.
85. Руденко А.И., Нищик А.П. Влияние температурно-временных режимов термообработки на эксплуатационные характеристики окисных пленок применительно к медным капиллярно-пористым структурам. *Инженерно-физический журнал*. 1997. Т. 70, №3. С. 386-389.
86. Белов С.В. Пористые металлы в машиностроении. М.: Машиностроение. 1981. 246 с
87. Кравец В.Ю. Теплообмін в мініатюрних випаровувально-конденсаційних системах охолодження: Дис. ... д-ра. техн. наук 05.14.06 / КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ. 2016. 319 с.
88. Кравец В.Ю., Алексеїк О.С., Копчевская И.А. Интенсивность теплоотдачи при кипении на поверхности малого размера. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*. 2012. №1, с. 49-53
89. Чиркин В.С. Теплофизические свойства материалов ядерной техники. М.: Атомиздат. 1967. 474 с.
90. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.-Л.: Энергия. 1965. 424 с.
91. Лахтин Ю.М., Леонтьева В.П. Материаловедение: Учебник для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение. 1980. 493 с.

92. Гортышов Ю.Ф., Дресвянников Ф.Н., Идиатуллин Н.С. и др. Теория и техника теплофизического эксперимента / под ред. Щукина В.К. М.: Энергоатомиздат. 1985. 360 с.

93. Кравец В. Ю., Алексеїк О.С. Влияние стесненных условий на интенсивность теплоотдачи при кипении на пористой поверхности. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2012. №4/8 (58), с. 24-27

94. Kravets V.Y., Alekseik O.S. Boiling Heat-Transfer Intensity on Small-Scale Surface. *International Review of Mechanical Ingeneering*. 2012. Vol. 6 N. 3, Part A., PP. 479-484

95. Кравец В.Ю., Алексеик О.С., Копчевская И.А. Интенсивность теплоотдачи при кипении на поверхности малого размера. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*. 2012. №1, с. 49-53

96. Кравец В.Ю., Лебедь Н.Л., Алексеик О.С., Баскова А.А. Влияние свойств капиллярной структуры на интенсивность теплоотдачи при кипении в ограниченном объеме. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2015. №2 (8), с. 42-46.

97. Кравец В. Ю., Алексеїк О.С. Фізична модель процесу кипіння на пористій поверхні в обмежених умовах. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2013. №4/8 (64), с. 26-31

98. Гетлинг А В "Формирование пространственных структур конвекции Рэлея—Бенара" *Успехи Физических наук* 161 (9) 1–80 (1991)

99. Bodenschatz, E., Pesch, W., & Ahlers, G. (2000). Recent Developments in Rayleigh-Bénard Convection. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 32(1), 709–778. doi:10.1146/annurev.fluid.32.1.709

100. Large Cells in Nonlinear Rayleigh-Bénard Convection V. L. Gertsberg, G. I. Sivashinsky *Progress of Theoretical Physics*, Volume 66, Issue 4, October 1981, Pages 1219–1229, <https://doi.org/10.1143/PTP.66.1219>

101. Koschmieder E.L. Benard Cells and Taylor Vortice. Cambridge :

Cambridge University Press, 1992. 336 p.

102. Бозбей Л.С., Костиков А.О., Ткаченко В.И. Элементарная конвективная ячейка в слое несжимаемой, вязкой жидкости и её параметры. *Пробл. машиностроения*. 2016. Т. 19, № 3. С. 27-36

103. Smirnov H.F. Transport phenomena in capillary-porous structures and heat pipes. London, New York. Taylor & Francis group, 2010. 384 p.

104. Wei, J. Challenges in cooling design of CPU packages for high-performance servers. *Heat Transfer Engineering*. 2006. Vol. 29, No. 2. pp. 178-187.

105. Koito, Y., Imura, H., Mochizuki, M., [et al.]. Fundamental experiments and numerical analyses on heat transfer characteristics of a vapor chamber (Effect of heat source size). 2006. *JSME International Journal, Series B*. Vol. 49, No. 4. pp. 1233-1240. <http://dx.doi.org/10.1299/jsmeb.49.1233>

106. Wong, S.-C., Huang, S.-F., & Hsieh, K.-C. Performance tests on a novel vapor chamber. *Applied Thermal Engineering*. 2011. V.31(#10), pp. 1757–1762. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.02.020

107. Cai, Q., Chen, B., & Tsai, C. Design, development and tests of high-performance silicon vapor chamber. *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2012. V.22(3). P. 035009. doi:10.1088/0960-1317/22/3/035009

108. Tang, Y., Lin, L., Zhang, S. [et al.]. Thermal management of high-power LEDs based on integrated heat sink with vapor chamber. *Energy Conversion and Management*. 2017. V. 151, pp. 1–10. doi:10.1016/j.enconman.2017.08.087

109. Liu, W., Jia, Z., Luo, Y., [et al.]. Experimental investigation on thermal management of cylindrical Li-ion battery pack based on vapor chamber combined with fin structure. *Applied Thermal Engineering*. 2019. V. 162, p. 114272.

110. Wong, M. Y., Traipattanakul, B., Tso, C. Y., [et al.]. Experimental and theoretical study of a water-vapor chamber thermal diode. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. V.138. p.173–183.

111. Lu, Z., Bai, P., Huang, B., [et al.]. Experimental Investigation on the Thermal Performance of Three-dimensional Vapor Chamber for LED Automotive Headlamps. *Applied Thermal Engineering*. 2019 URL: doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.03.049

112. Vapor chambers explained. URL: <https://www.1-act.com/resources/heat-pipe-fundamentals/different-types-of-heat-pipes/vapor-chambers/> (дата звернення: 05.02.2021)

113. Vapor Chamber. URL: <https://celsiainc.com/technology/vapor-chamber/> (дата звернення: 05.02.2021)

114. CoolerMaster. URL: <https://www.coolermaster.com/> (дата звернення: 05.02.2021)

115. What is a Vapor Chamber Heatsink? URL: <https://www.radianheatsinks.com/vapor-chamber-heatsink/> (дата звернення: 05.02.2021)

116. A carbon fiber infused heat sink utilizing pcm to absorb or provide heat. URL: <https://kulrtechnology.com/ara-thermal-capacitor/> (дата звернення: 05.02.2021)

117. VCM® Technology. URL: <https://www.inheco.com/heating-cooling-technology/vcm-technology.html/> (дата звернення: 05.02.2021)

118. Thermal. URL: <https://www.fujikura.com/solutions/thermal/> (дата звернення: 05.02.2021)

119. Baturkin V.M., Zaripov, V.K., Kravets V.Yu [et al] Investigation of structural and mechanical properties of felt-metal wicks for high temperature heat pipes – solar receivers. *Enerhetyka*, 2002, №2, p. 41-46.

120. R. P. Stein, D. H. Cho and G. A. Lambert Condensation on the underside of a horizontal surface in a closed vessel, 1985 URL:

<https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc1060291/> (дата звернення: 05.02.2021)

121. Иодис В.А., Пашкевич Р.И. Экспериментальные и аналитические исследования конденсации водяного пара на поверхности в зернистом слое и пористой среде. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2014. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/eksperimentalnye-i-analiticheskie-issledovaniya-kondensatsii-vodyanogo-para-na-poverhnosti-v-zernistom-sloe-i-poristoy-srede> (дата звернення: 05.02.2021)

122. DOWSIL™ TC-5021 Thermally Conductive Compound. URL: <https://www.dow.com/en-us/pdp/dowsil-tc-5021-thermally-conductive-compound.04044491z.html> (дата звернення: 09.02.2021)

ДОДАТОК А

ВИБІРКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ

ВИПАДКОВОЇ ПОХИБКИ ВИМІРЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ

Таблиця А.1

№п/п	T _{верх} , °C	T _{ниж} , °C	T ₁ , °C	T ₂ , °C	T ₃ , °C	T ₄ , °C	T ₅ , °C
2	120,07	115,67	101,57	100,97	99,77	99,87	99,67
6	120,07	115,67	101,57	100,87	99,77	99,97	99,67
10	120,07	115,67	101,47	100,87	99,87	99,97	99,67
15	120,07	115,57	101,57	100,97	99,87	100,17	99,67
16	120,07	115,67	101,57	100,97	99,87	100,27	99,67
17	120,07	115,77	101,57	100,97	99,77	100,27	99,57
18	120,07	115,77	101,57	100,97	99,77	100,27	99,67
19	120,07	115,67	101,47	100,97	99,87	100,27	99,57
20	120,07	115,67	101,47	100,97	99,87	100,27	99,67
21	120,07	115,67	101,47	100,97	99,87	100,27	99,57
23	120,07	115,67	101,57	100,97	99,87	100,47	99,57
27	120,07	115,67	101,57	100,97	99,87	100,47	99,67
30	120,07	115,67	101,47	100,97	99,87	100,57	99,57
31	120,07	115,67	101,47	100,97	99,87	100,57	99,67
33	120,07	115,77	101,47	100,97	99,87	100,67	99,57
37	120,07	115,57	101,57	100,97	99,87	100,07	99,57
38	120,07	115,67	101,57	100,97	99,87	100,07	99,57
41	120,07	115,67	101,47	100,97	99,87	99,97	99,57
45	120,07	115,67	101,47	100,97	99,87	100,07	99,57
46	120,07	115,77	101,47	100,97	99,87	100,07	99,57
62	120,07	115,57	101,57	101,07	99,97	100,07	99,47
65	120,07	115,67	101,57	101,07	99,97	100,07	99,57
67	120,07	115,57	101,47	101,07	99,97	100,07	99,57
68	120,07	115,67	101,47	101,07	99,97	100,07	99,57
74	120,07	115,67	101,47	101,07	99,97	100,17	99,57
75	120,07	115,77	101,57	101,17	100,07	100,17	99,47
77	120,17	115,67	101,47	101,07	100,07	100,07	99,57
78	120,07	115,67	101,47	101,07	99,97	100,07	99,57
82	120,07	115,67	101,57	101,07	99,97	100,07	99,57

ДОДАТОК Б
АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ



**ТЕПЛОВІ
ТЕХНОЛОГІЇ**

ПП «Науково-впроваджувальна фірма ТЕПЛОВІ ТЕХНОЛОГІЇ»
02140, м. Київ, пр. Григоренка, 38-А, оф. 314, ЄДРПОУ 32704674, р/р 2600613859001 в
АБ «Київська Русь», МФО319092. Св-во № 38820943, ІПН 327046726510, тел/факс
(+38 044) 5750355, 4897166, e-mail: teplotch@voliacable.com

«Затверджую»

ПП «Науково-випробувальна фірма
Теплові Технології»

Директор

Олефіренко Д.М.

А К Т

про використання результатів дисертаційної роботи
«Теплообмін при кипінні на гладких та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору»
Алексєй О.С.

Складений представниками підприємства:

1. ПП «Науково-випробувальна фірма Теплові Технології»

2. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

У період з 15.03.2014 р. по 15.04.2014 р. представники підприємства ПП «НВФ Теплові Технології» провели роботу по визначенню фактичного використання результатів роботи «Теплообмін при кипінні на гладких та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору», виконаної аспіранткою НТУУ «КПІ» Алексєй О.С.

Представники розглянули матеріали, що стосуються виконання і впровадження наукової роботи: характеристики теплообміну при кипінні на гладких та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору.

Було виявлено наступні результати використання:

1. Наукові положення про залежності характеристик теплообміну при кипінні на пористих поверхнях в умовах обмеженого простору (густина теплового потоку, коефіцієнт тепловіддачі, температура тепловіддаючої поверхні) від режимних параметрів та характеристик пористих структур (висота обмеженого простору, недогрів рідини, пористість, товщина пористого шару) є основою для розрахунків температурних режимів роботи обладнання та надійності його роботи.

2. Аналіз отриманих результатів, щодо коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні на гладких та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору дозволяє зробити висновок про можливість їх використання для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрних теплових труб та термосифонів при їх проектуванні.

Наукові положення про залежності інтенсивності відведення теплоти при кипінні від режимних параметрів та геометричних характеристик системи охолодження є основою для розрахунків температурних режимів роботи обладнання та надійності його роботи.

Застосування результатів наукової розробки дозволить покращити теплопередаючі характеристики систем відводу теплоти від теплонавантажених елементів радіоелектронної та комп'ютерної техніки з використанням мініатюрних теплових труб та термосифонів та процесу кипіння на пористих структурах.

Науково-дослідна робота виконана на високому науковому рівні. ПП «НВФ Теплові Технології» продовжує розробки нових зразків систем охолодження з використанням результатів науково-дослідної роботи..

Представник ПП «НВФ Теплові Технології»:  (Олефіренко Д.М.)

Представник НТУУ «КПІ»:

(д.т.н., доц. Кравець В.Ю.)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор

Національного технічного університету
України «Київський політехнічний
інститут імені Ігоря Сікорського»

Юрій ЯКИМЕНКО

2021 р.

АКТ

Про використання в навчальному процесі кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Теплоенергетичного факультету
Національного технічного університету України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
результатів дисертаційної роботи Алексеїк Ольги Сергіївни «Теплообмін при
кипінні на гладких та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору»

Комісія у складі декана Теплоенергетичного факультету НТУУ «КПІ» д.т.н., проф. Письменного Є.М. (голова комісії) та викладачів кафедри АЕС і ІТФ к.т.н., доц. Коньшина В.І. і д.т.н., проф. Кравця В.Ю. розглянула стан використання матеріалів дисертаційної роботи Алексеїк О.С. при підготовці фахівців за напрямком 144 «Теплоенергетика».

Комісія прийшла до висновку, що матеріали дисертаційної роботи Алексеїк О.С. входять до складу:

- дисципліни «Методи дослідження процесів теплообміну в одно- і багатофазних середовищах», лабораторна робота «Дослідження коефіцієнту тепловіддачі при кипінні на пористій поверхні».

Голова комісії д.т.н., проф.

Євгеній ПИСЬМЕННИЙ

Члени комісії к.т.н., доц.

Валерій КОНЬШИН

д.т.н., проф.

Володимир КРАВЕЦЬ

ДОДАТОК В

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації в яких представлені основні наукові результати дисертації:

1. Кравец В.Ю., Алексеик О.С., Копчевская И.А. Интенсивность теплоотдачи при кипении на поверхности малого размера. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*. 2012. №1, с. 49-53. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз Ulrich's Periodicals Directory, CrossRef, DOAJ, Google Scholar.

2. Кравец В. Ю., Алексеик О.С. Влияние стесненных условий на интенсивность теплоотдачи при кипении на пористой поверхности. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2012. №4/8 (58), с. 24-27. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз CrossRef, Index Copernicus, EBSCO, DOAJ, Google Scholar , ROAD та ін.

3. V.Y. Kravets, O.S. Alekseik. Boiling Heat-Transfer Intensity on Small-Scale Surface. *International Review of Mechanical Ingeneering*. 2012. Vol. 6 N. 3, Part A., PP. 479-484. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз CSA/CIG, (EBSCO Information Services, SCOPUS, Google Scholar, ProQuest, CAB Abstracts, CAS Database

4. Кравец В. Ю., Алексеик О.С. Фізична модель процесу кипіння на пористій поверхні в обмежених умовах. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2013. №4/8 (64), с. 26-31. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз CrossRef, Index Copernicus, EBSCO, DOAJ, Google Scholar , ROAD та ін.

5. Алексеик О.С. Влияние характеристик пористой структуры на интенсивность кипения в тепловой трубе. *Технологічний аудит та резерви виробництва. Наукові підсумки*. 2013. № 6/5 (14), с. 29-31. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз

6. Кравец В.Ю., Алексеїк О.С. Теплоотдача при кипении на гладких и пористых поверхностях в условиях ограниченного объема. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2014. №1/8 (67), с. 3-6. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз CrossRef, Index Copernicus, EBSCO, DOAJ, Google Scholar, ROAD та ін.

7. Кравец В.Ю., Лебедь Н.Л., Алексеїк О.С., Баскова А.А. Влияние свойств капиллярной структуры на интенсивность теплоотдачи при кипении в ограниченном объеме. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2015. №2 (8), с. 42-46. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз CrossRef, Index Copernicus, EBSCO, DOAJ, Google Scholar, ROAD та ін.

8. V. Kravets, Ye. Alekseik, O. Alekseik S. Khairnasov, V. Baturkin, T Ho, L. Celotti. Heat pipes with variable thermal conductance property for space applications. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017. #6(31), PP. 2613-2620. Журнал включений до міжнародних наукометричних баз SCIE, SCOPUS, INSPEC, Google Scholar, CNKI, Current Contents/Engineering, EBSCO Academic Search, EI Compendex, Expanded Academic, Gale та ін.

Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

9. Кравец В.Ю., Алексеїк О.С. Интенсивность теплоотдачи при кипении на развитых поверхностях теплообмена. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». зб. тез доп. VIII міжнар. наук.-практ. конф., Київ, 2010. (м. Київ, 22 – 25.04.2010 р.) С. 94

10. Кравец В.Ю., Алексеїк О.С. Кипение на поверхности малого размера. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». зб. тез доп. IX міжнар. наук.-практ. конф., Київ, 2011. (м. Київ, 22 – 25.04.2011 р.) С. 125

11. Кравец В.Ю., Алексеїк О.С. Интенсивность теплоотдачи при кипении на поверхности малого размера. «Современные информационные и электронные технологии» зб. тез доп. XII міжнар. наук.-практ. конф., Одеса, 2011 (м. Київ, 22 – 25.04.2011 р.) с. 227

12. Кравец В.Ю., Алексеик О.С. Исследование интенсивности теплоотдачи в зоне нагрева миниатюрной тепловой трубы. *«Современные информационные и электронные технологии» зб. тез доп. XIII міжнар. наук.-практ. конф.*, Одеса, 2012 (м. Київ, 22 – 25.04.2012 р.) с. 207

13. Алексеїк О.С., Лебедь Н.Л., Баскова О.О. Вплив обмежених умов на інтенсивність теплообміну при кипінні на гладких горизонтальних поверхнях. *«Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики».* зб. тез доп. XI міжнар. наук.-практ. конф., Київ, 2013. (м. Київ, 22 – 25.04.2013 р.) С. 125

14. Кравец В.Ю., Хайрмасов С.М., Алексеик Е.С., Алексеїк О.С., Мельник Р.С. Влияние характеристик пористой структуры на теплопередающие способности миниатюрных тепловых труб. *«Современные информационные и электронные технологии» зб. тез доп. XV міжнар. наук.-практ. конф.*, Одеса, 2014

15. V. Kravets, Ye. Alekseik, O. Alekseik, S. Khairnasov, V. Baturkin, T. Ho, L. Celotti. Heat pipes with variable thermal conductance property developed for space. *Joint 18th IHPC and 12th IHPS*; Jeju, Korea; 16.06.2016

16. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Алексеик Е.С., Алексеик О.С., Мельник Р.С. Система обеспечения температурного режима электронного блока космического зонда. *Сб. трудов XIX Межд. научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 28 мая – 1 июня, 2018, с. 95-96.

17. Алексеїк О.С., Михайлик В.Ю. Система охолодження електронних елементів ноутбука на основі теплових труб; . *XVII Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, Київ, 2019, с. 108.

18. Алексеїк О.С., Царенко В.О. Охолодження комп'ютерної техніки за допомогою теплових труб; . *XVIII Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, Київ, 2020, с. 105.